طراحی اجزا ماشین ۲

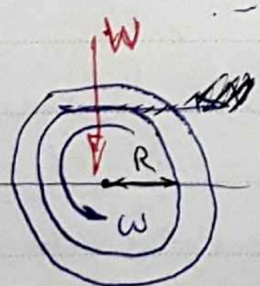
یاتاقان ها: یاتاقان ها را میشه از نگاه ساختاری یا بارگذاری دسته بندی کرد.

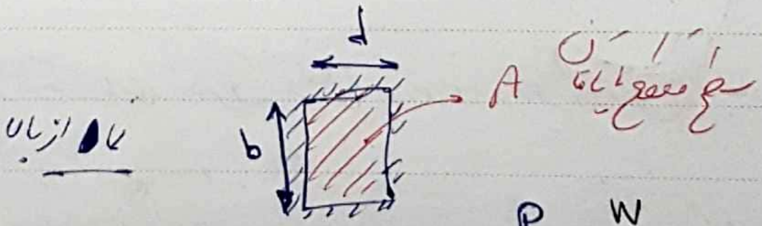
در مکانیسم لنگ باید از یاتاقان ها استفاده کرد و این امر باعث اصطکاک می شود و باید به دنبال راه کار کرد. که به این دسته یاتاقان ها، لغزشی می گویند. این یاتاقان ها می توانند بارهای شعاعی و محوری را تحمل کنند.

در یاتاقان های غلتشی دیگه مشکل اصطکاک حل میشه و معمولا رینگ داخلی رو به شفت متصل میشه و رینگ خارجی به محفظه

یاتاقان لغزشی _ یاتاقان خشک،

در اسباب بازی ها و مولوازم خانگی به کار میره. جنسش تفلون و نایلون است. چون اوردر بار خیلی زیاد نیست. چون بارها خیلی کم هستند و دیرتر خورده میشن. ضریب اصطکاک راه اندازی معمولا ۱۵٪ است و پس از حرکت (ضریب اصطکاک عملکرد) ضریب اصطکاک ۱٪ است.



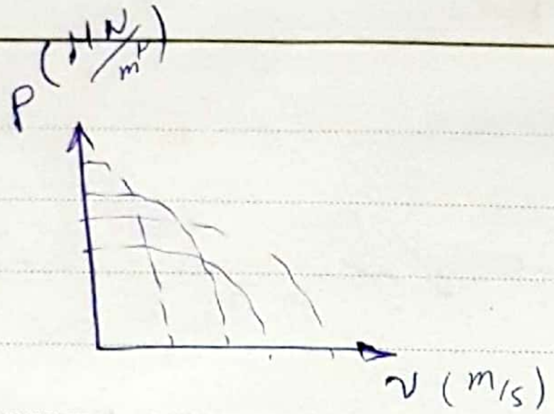


$$P = \frac{W}{A}$$

وقتی PV پایین باشه از این یاتاقان ها استفاده میشه.

$$V = R\omega$$

Subject
Date



انتخاب جنس مواد یاتاقان‌های لغزشی :

مثلاً مواد سخت هم میتونه مورد نظر باشه ← برای سرعت‌های خیلی کم و بار خیلی زیاد

← اصلاً سایش نمیشه

حالا هر چی P کمتر بشه و V زیادتر بشه ، مواد نرم‌تری استفاده می‌کنیم

انواع یاتاقان لغزشی فیلم سیال : ← قیمت آنها بالاست و جای زیادی میگیره

یاتاقان هیدرودینامیک : (پمپ خودکار روغن)

" " استاتیک : (تغذیه روغن با فشار)

- توربین‌ها ، کمپرسورها ، موتورهای احتراق داخلی ، بنزینی و دیزلی قابل استفاده است .

- یاتاقان‌های هیدرودینامیکی در اول شروع حرکت ، تماس فلز به فلزه ، ولی به یه سرعت ای میرسه

باعث یه لایه روغن ایجاد میشه . پس این یاتاقان‌ها برای تشکیل روغن به سرعت نیاز داره

همچنین تو پایان کار هم از یه سرعتی به بعد میاد پایین دوباره تماس فلز به فلزه و این شکست آسیب میبینه

همچنین سایش ، به بازدید دوره ای به علت کاری نیاز داره + بستگی داره چه جاهایی به سایش داریم

← ناپایداری داره + نباید از این نوع استفاده کنیم

Subject

Date

ولی یاتاقان‌های [scribble] هیدرواستاتیکی همه مشکلات هیدرودینامیکی رو حل کرده و مشکلی نداره

↓

همه جا اولیه نقطه خرونه و اتصالش بزرگه

یاتاقان غلتشی:

بال بیرینگ → برای سرعت‌های بالا

رولر بیرینگ → برای تحمل بارهای بزرگ

ساچمه‌ای و غلتکی

- قیمت‌هاشون متوسطه

- بواسطه خستگی عمرشون به پایان میرسه

- اصطکاک راه اندازی ۲۰۰٪ و عملکرد ۱۰۰٪ است → تقریبا میشه گفت اصطکاک نداره

- تنها بدیشون اینه که توسیستم‌هایی که نویز دارند و ارتعاش هستند (و یا ضربه زیاده) به درد نمیخورن چون عمرشون زود تموم میشه

مثال: میریم تو جدول: نقطه کاری رو پیدا میکنیم → (بار و سرعت رو داریم)

بعد میبینیم برای قطر ۲۵۰ کدوم میتونیم انتخاب کنیم → یاتاقان هیدرودینامیکی و هیدرواستاتیکی (حل سوال)

* هرجا هیدرودینامیکی هست توجدول میشه هیدرواستاتیکی استفاده کرد.

* اگر برای نقطه کاری هیچ چیزی پیدا نکردیم → هیدرواستاتیکی انتخاب میکنیم.

PAPCO

مثال ۲: دور ۶۰rpm و قطر شفت ۱۰۰ mm، اگر انتظار ببینیم عکسی کف مرد باشد،

حداکثر نیروی قابل تحمل چقدره؟

بریم تو نمودار کف کرد ۶۰rpm و قطر ۱۰۰mm ⟵ $F_{max} = 10^5 N$

شماره گرانروی دما.

SAE 40 — مونوگرید

SAE 20 W 50 — مولتی گرید

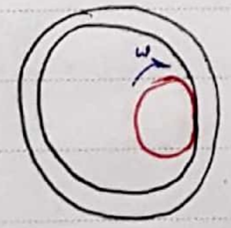
API SJ | CG

* هرچه دما میره بالاتر، گرانروی باید پایین بره

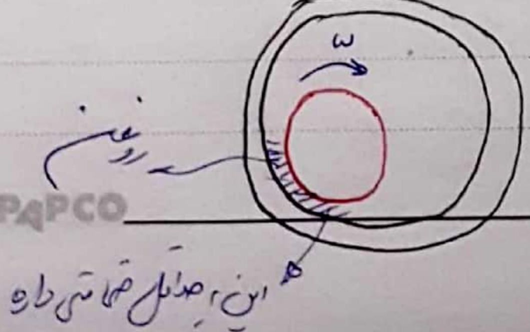
طراحی یاتاقانهای لغزشی:

یاتاقان لغزشی ۲ استوانه است که یکی از آنها خود شفت هست و بین شان روغن

(فلز به فلز) وضعیت شفت و یاتاقان در قبل از حرکت



آغاز حرکت



حرکت پایدار

(رسیدن به سرعت قابل قبول)

به واسطه حرکت هیدرودینامیکی

Subject
Date

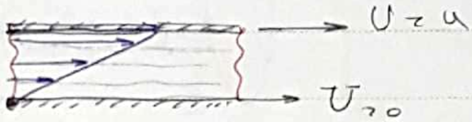
لزجت یا ویسکوزیته : مقاومت سیال در برابر تنش برشی

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}$$

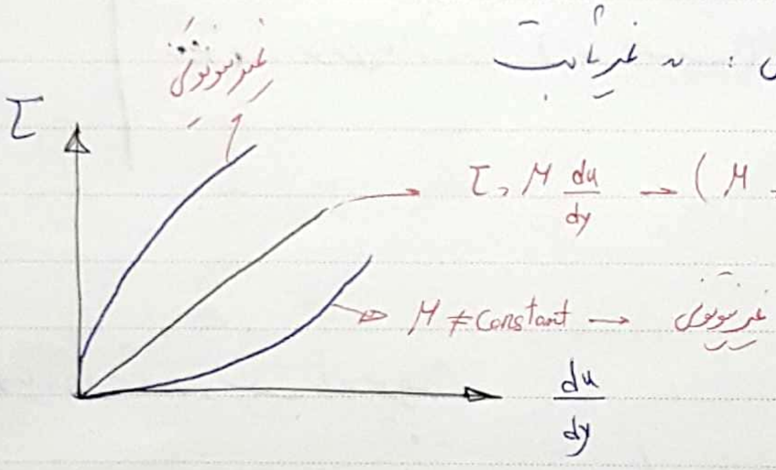
μ: لزجت دینامیکی ویسکوزیته (لزجت)

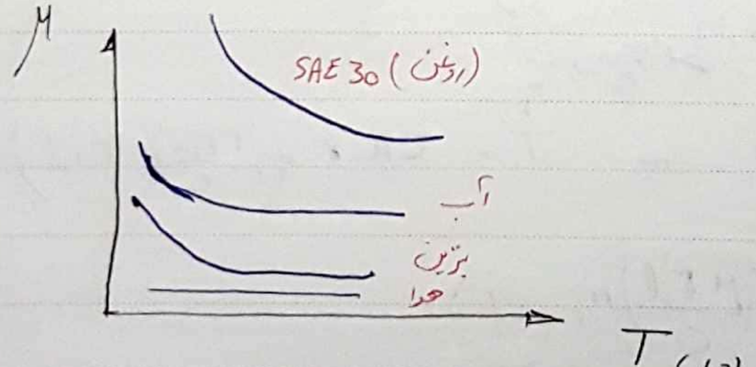
$\frac{du}{dy}$: گرادیان تغییر سرعت لایه های سیال

واحد لزجت:
- SI: Pa.s یا mPa.s
- انگلیسی: Rey یا kPsi.s



۲ نوع سیال داریم:
- نیوتونی : μ ثابت
- غیر نیوتونی : μ غیر ثابت

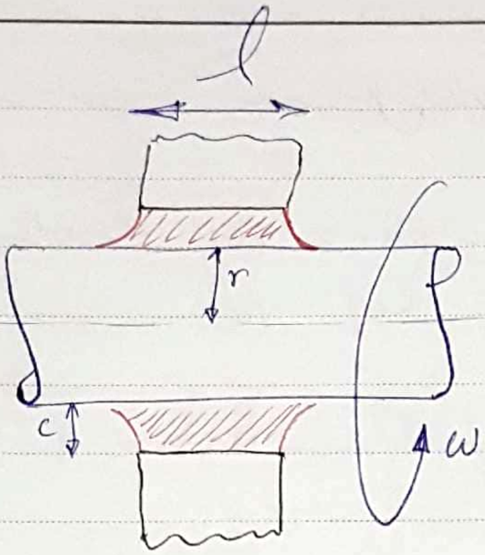




PAPCO

Subject

Date



* قانون پتروف : (با هم‌مرکزی یاتاقان تعریفی)

فرض : ۱) هم‌محور بودن شفت و یاتاقان (واقعاً نیستن)

۲) روغن، نیوتنی باشد. (که هست)

$\tau = \mu \frac{du}{dy}$: می‌دانیم

* یاتاقان ثابته و شفت داره می‌چرخه.

$\rightarrow \tau = \mu \frac{r\omega}{c}$ نشان‌دهنده نیروی اصطکاک

$\tau = \frac{F}{A} \rightarrow$ $(T = F.r) \rightarrow T = \tau.A.r = \left(\mu \frac{r\omega}{c}\right)(2\pi r l)\, r$

$\omega = 2\pi N$ (rad/s, rev/s)

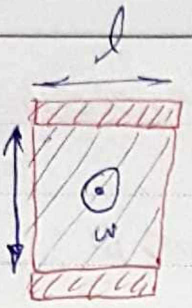
$$T_f = 4\pi^2 \left(\frac{\mu r^3 l}{c}\right) N \quad (I)$$

حالا اصطکاک کو ضریبش چی بود؟!

روی شفت یک باری هست و این بار روی جاهایی از بالا نشسته :

PAPCO

W : بار سطحی وارد بر یاتاقان



فشار ظاهری $P = \frac{W}{2rl}$ Bearing stress

گشتاور نیروی اصطکاک براساس فرض اصطکاک کولمب

$$T_f = \left(f \times (2rlP) \times r \right) = 2fr^2 lP \quad (II)$$

f: ضریب اصطکاک — $2rlP$: نیروی نرمال (W) — r: شعاع شفت

$$I = II$$

$$\rightarrow \frac{4\pi^2 \mu r^3 l N}{c} = 2fr^2 lp$$

$$\Rightarrow f = 2\pi^2 \left(\frac{\mu N}{P}\right)\left(\frac{r}{c}\right)$$

قانون پتروف در تخمین ضریب اصطکاک روغن یاتاقان

* با اینکه فرض پتروف (هم محور بودن شفت و یاتاقان) واقعی و درست نبود اما با دقت بسیار خوبی این ضریب اصطکاک تخمین زده می‌شود.

Subject
Date

به نظر دیگه اینه که پارامترهای تعویض گرامر و دیدگاه یک متغیر همواره ثابت است. مشخص شد که این متغیر در گرامر تعیین شده است. این شخص کسی نبود جز سامرفیلد.

فرمول پتروف باید در $\frac{r}{c}$ ضرب کرد.

$$\xrightarrow{\times\left(\frac{r}{c}\right)} \left(\frac{r}{c}\right) f = 2\pi^2 \left(\frac{\mu N}{P}\right)\left(\frac{r}{c}\right)^2 = S \longrightarrow \boxed{\frac{r}{c} f = 2\pi^2 S}$$

$$\Longrightarrow \quad S = \frac{\mu N}{P}\left(\frac{r}{c}\right)^2$$

عدد سامرفیلد

عدد بدون بعد، مشخصه اصلی پارامترهای تعویض

لزجت:
- مطلق : μ (رینولدز)
- سینماتیکی : $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ (سی‌پوآز)

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \left(0.22\,t - \frac{180}{t}\right)\times 10^{-6}$$

t زمان تخلیه

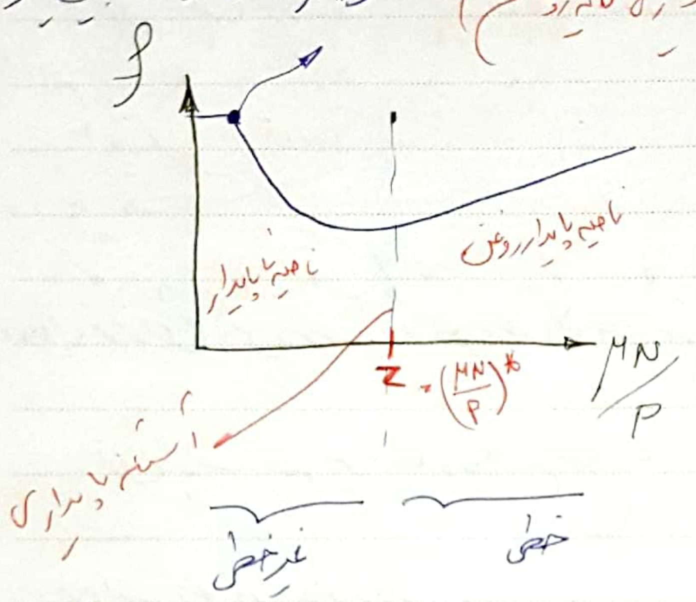
$$T_f = f(\mu)$$

دما باید با پایه اندازه‌گیری شود

(McKee)

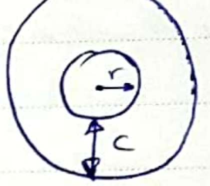
۳) پایداری رفتاری روغن در یاتاقان‌ها : (پایداری لایه روغن)

لایه روغن از بین بره ← تماس فلز به فلز



$$f = 2\pi^2 \frac{\mu N}{P}\left(\frac{r}{c}\right)$$

$\frac{r}{c}$ ثابت



در ناحیه پایدار: ΔT میره بالا ← μ کم میشه ← $\frac{\mu N}{P}$ کم میشه ←(به خاطر) f کم میشه ← دما کم میشه (ΔT)

↓

(اصطکاک کم شد، دما میاد پایین)

* (اول افزایش دما با کاهش اصطکاک جبران شد)

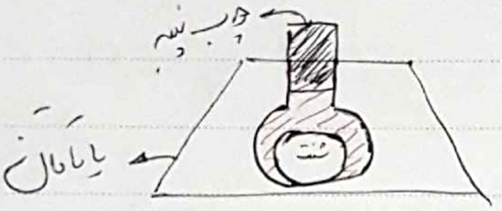
در ناحیه ناپایدار: ΔT میره بالا ← μ کم میشه ← $\frac{\mu N}{P}$ کم میشه ←(به خاطر) f زیاد میشه ← دما زیاد میشه (ΔT)

* Z ، مقادیر متعددی بستگی داره اما معمولاً : $Z = 1.7 \times 10^{-6}$

یعنی معمولاً اگه $\frac{\mu N}{P}$ از Z بیشتر باشه در ناحیه پایدار روغن هستیم

تا اینجا با فرض شروع که هم محور بودن شفت و یاتاقان بود پیش رفتیم اما در واقعیت حضور؟!

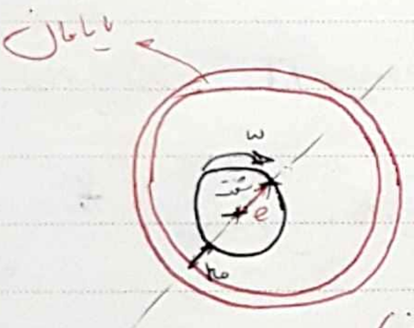
آزمایش Tower :



Tower تو آزمایشش دید که اگر سرعت از یه حدی بیشتر شه

این چوب پنبه میره بالا و روغن خارج میشه. اما نتونست به معادلات حاکم بر آن دست پیدا کنه

رینولدز راه اون رو ادامه داد ...



وقتی پدیده هیدرودینامیک در یاتاقان ها :

e : خروج از مرکز (فاصله مرکز شفت و مرکز یاتاقان)

h_0 : حداقل فاصله شعاعی بین شفت و یاتاقان (کمترین لایه روغن)

r : شعاع شفت

$C = R - r = h_0 + e$

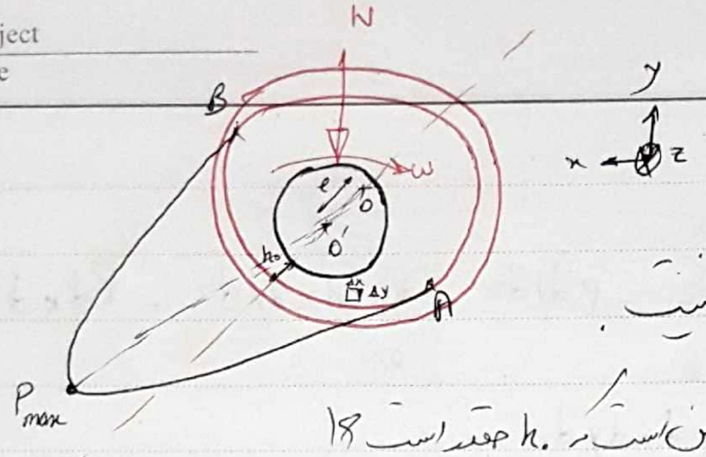
R : شعاع داخلی یاتاقان

- وقتی شفت میچرخه، این چرخش باعث پمپ روغن میشه و باعث میشه یه مقدار زیادی روغن بیاد توی اون ناحیه h_0 (زیر شفت و بالای یاتاقان) و اون نیرو رو روغن تحمل میکنه. (روغن اون ناحیه تحت فشاره)

در میدان تنش (فشار) خواهیم داشت. (محدوده روغن تحت فشار)

Subject

Subject
Date



محل A و B رو نمیدونیم.

(قله) P_{max} لزوماً هم محدود سقف و یاتاقان نیست.

یک المانی فرض می‌کنیم ـــ اصل مسئله این است که h_0 چقدر است ؟!

فرضیات مدل رینولدز :

۱) روغن را یک سیال نیوتنی فرض می‌کنیم.

۲) المان را آنقدر کوچک در نظر گرفتیم می‌توان از انحنای سطوح سقف و یاتاقان صرف‌نظر کرد.

۳) از اثر اینرسی المان سیال صرف‌نظر می‌کنیم (به دلیل کوچک بودن المان)

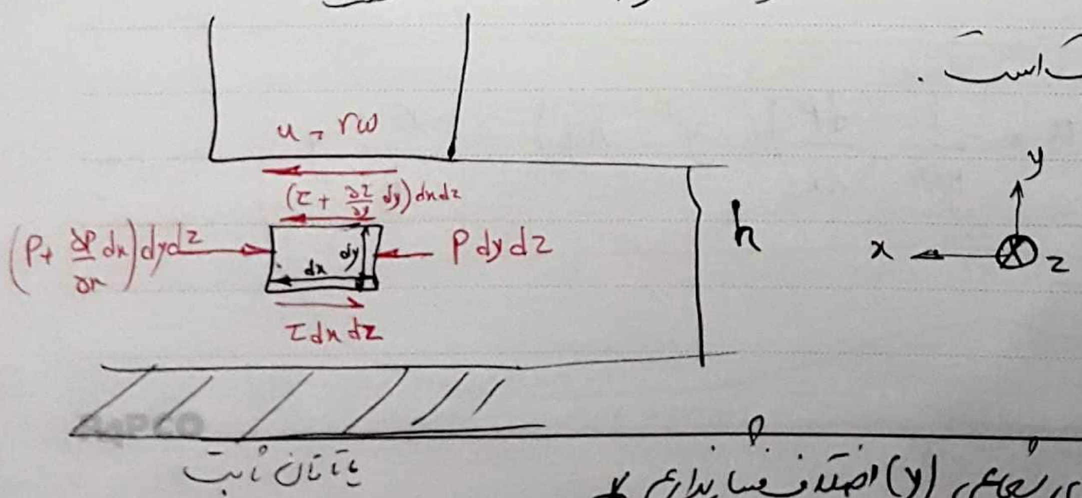
۴) سیال تراکم ناپذیر است.

۵) فشار فقط در راستای x تغییر می‌کند. (راستای x : راستای محیطی، راستای y : راستای شعاعی میدان، راستای z : راستای محوری)

⇐ در راستای شعاعی و محوری تغییر فشار نداریم.

۶) حرکت ثابت است.

۷) صرفنظر از تنش جانبی
↓
(مسئله ۲ بعدی است.)



* در راستای شعاعی (y) اختلاف فشار نداریم *
با همین τ رو نوشتیم

Subject
Date /

معادلات حرکت ← (صرفنظر از اینرسی)

$$\sum F_x = 0 \rightarrow P\,dy\,dz - P\,dy\,dz - \frac{\partial P}{\partial x}dx\,dy\,dz - \tau\,dx\,dz$$

$$+ \tau\,dx\,dz + \frac{\partial \tau}{\partial y}dx\,dy\,dz = 0$$

$$\Longrightarrow \frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial \tau}{\partial y}$$

چون فقط در یک راستا تغییرات نیرو داریم (x) → ⟹ دیفرانسیلی می‌نویسیم ⟹ $\frac{dP}{dx} = \frac{\partial \tau}{\partial y}$

با فرض نیوتونی بودن سیال ← $\tau = \mu \frac{\partial u}{\partial y}$ → ($\mu = \frac{dP}{dx}$)

$$\Longrightarrow \boxed{\frac{dP}{dx} = \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2}}$$

(u: سرعت در راستای x)

برای حل این معادله دیفرانسیلی نیاز به شرایط مرزی داریم. ← شرایط مرزی

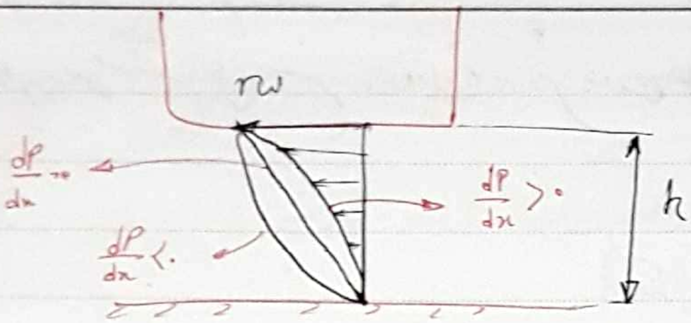
$$\begin{cases} y = 0 \rightarrow u = 0 \\ y = h \rightarrow u = rw \end{cases}$$

با حل معادله →

$$\boxed{u = \frac{1}{2\mu}\left(\frac{dP}{dx}\right)\left(y^2 - hy\right) + \frac{rw}{h}y}$$

PAPCO

Subject
Date



حالا دبی روغن رو هم محاسبه کنیم

$$Q=\int_0^1\int_0^h u\,dy\,dz$$

دبی حجمی

در امتحان →

$$Q=\frac{rwh}{2}-\frac{h^3}{12\mu}\left(\frac{dP}{dx}\right)$$

$$\frac{dQ}{dx}=0$$ → شرط برقراری پایداری

مشتق می‌گیریم برابر صفر می‌ذاریم →

معادله رینولدز ۲ بعدی

$$\frac{d}{dx}\left(\frac{h^3}{\mu}\cdot\frac{dP}{dx}\right)=6rw\frac{dh}{dx}$$

این معادله داره تغییرات فشار رو به تغییرات ضخامت روغن ربط میده. اگه بتونیم این معادله رو حل کنیم دیگه همه چی حله. اما این رو نمیشه با روش‌های تحلیلی حلش کرد.

— با فرض وجود نشتی جانبی: (۳ بعدی)

در امتحان →

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial P}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{h^3}{\mu}\frac{\partial P}{\partial z}\right)=6rw\frac{\partial h}{\partial x}$$

معادله رینولدز در یاتاقان به صورت ۳ بعدی (با فرض نشتی جانبی)

PAPCO

Subject
Date

مشکلی که سومرفیلد حل کنن، اوسیل به روش عددی حل کردن و به فرم جالبی رسیدند.

$$\frac{r}{c} f = g(S)$$

تابعی بر حسب عدد سامرفیلد

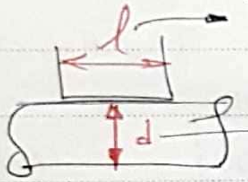
چیزی که پتروف فهمید → $\frac{r}{c} f = 2\pi^2 S$

۲ برادر در سال ۱۹۵۰ اومدن همه این کارها رو انجام دادند. که همه حالات رو بدست آوردند ← (۴۵ منحنی و ۶ جدول)

* (همه چیز رو بی بعد کردند)

محور عمودی $\frac{h_0}{c}$

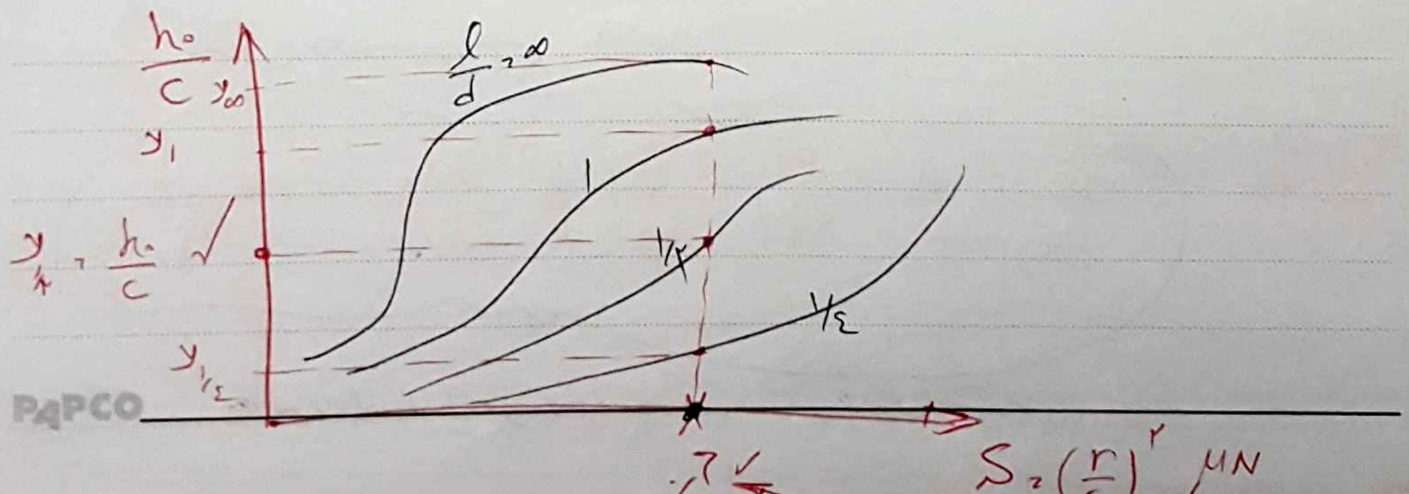
محور افقی S



* نکته: C خیلی کوچک است ($R \simeq r$)

$$\frac{l}{d} = 1/4, \ 1/2, \ 1, \ \infty$$

منحنی‌ها به این صورت‌اند: (۴۵ منحنی و ۶ جدول پارامترهای بی بعد را بر اساس عدد سامرفیلد)



$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}$$

Subject
Date

* اول ببینیم S چقدره وقتی به دست اومد برید تو نمودار با یکی از $\frac{l}{d}$ ها کار می‌کنیم (وابسته به شکله)

بعد $\frac{h_0}{c}$ به دست میاد. c که واضحه و h_0 به دست میاد. بعد میتونیم پارامترهای بقیه رو

اگر $\frac{l}{d}$ یه مقدار دیگه باشه چه کنیم؟ (مثلاً $\frac{2}{3}$, $\frac{l}{d}$) ← میایم از یه فرمول استفاده می‌کنیم

میایم توی اون نمودارها موقعیت به دست آمده (۰٫۲) روی همه $\frac{l}{d}$ ها حساب می‌کنیم بعد با یه میان‌یابی بین $\frac{l}{d}$ ها

h_0 به دست میاد. رابطه مربوطه: $y = F(y_\infty, y_1, y_{1/2}, y_{1/4}, \frac{l}{d})$

نکته
* $\frac{l}{d} \to \infty$: یعنی طول یاتاقان بی‌نهایت است ← یعنی نشت جانبی نداریم ← یعنی همون حل ۲ بعدی.

معیارهای طراحی یاتاقان: (یاتاقان‌های عرضی)

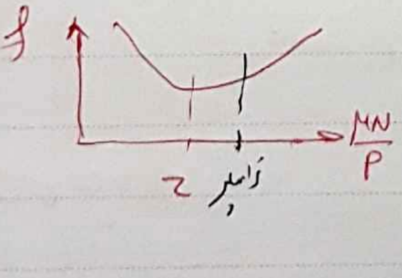
معیار ترامپلر: ۱) محدوده پایدار برای حداقل لایه روغن:

$h_0 \geq 0.005 + 0.00004d$ (mm)

$h_0 \geq 0.0002 + 0.00004d$ (in)

این یه مقدار از Mckee ← سختگیرانه‌تره

اول شیب مبنا Z بود اما ترامپلر جلوتر رو گفته



h_0 : حداقل ضخامت لایه روغن {
٠/٠٠٥ : حداقل ضخامت
٠/٠٠٠٠۴d : تغییرات عرضی

Subject
Date

۲۵۰ °F

(۲) حداکثر دمای روغن نباید از ۱۲۱ °C بیشتر باشد.

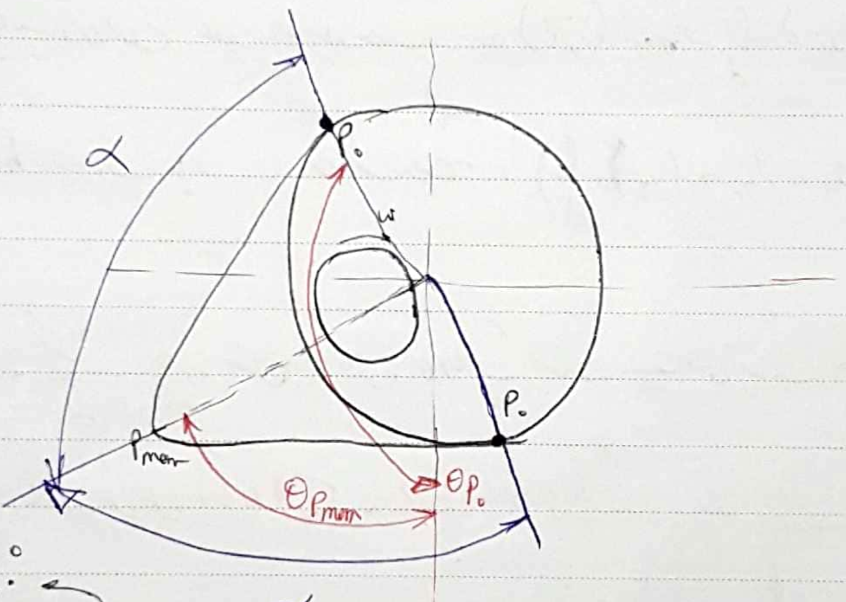
(۳) $P_{\text{فشار واحد}} = \dfrac{W_{st}}{2rl} \leq 300\ psi \approx 2\ MPa$

نیروی راه اندازی ← W_{st} — بار تعادلی وارد بر محور — $2r$ ← قطر شفت d — l ← طول یاتاقان

(۴) معیار حداقل ضخامت باقی با ناشی بار ۲c (load factor) انجام شود. **Load factor ≥ ۲**

* هرچی اون ضریب L.F رو بیشتر بگیریم ← بار بیشتر میشه ← h_0 کمتر میشه

جلسه پنجم،



رویکردها:
- طراحی یاتاقان:
  - پارامترهای هندسی یاتاقان (l/d و c و β)
  - انتخاب نوع روغن
- عیب یابی ← یاتاقان طراحی شده است ← میزان اثرات دما را تعیین کنیم.

طراحی یاتاقان:

پارامترهای طراحی و عملکردی:

(۱) وابسته به انتخاب طراح:
- گرانروی روغن μ
- دور شفت N
- بار وارده بر محور بر واحد سطح P
- پارامترهای هندسی (l, c, β, ...)

(۲) پارامترهایی که معرف کیفیت عملکرد یاتاقانهای لغزشی هستند.

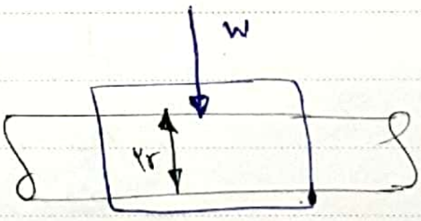
Subject
Date

ورودی ها:

- ضخامت لایه نازک h_0
- ضریب اصطکاک روغن f
- دبی مورد نیاز Q
- دبی نشتی Q_s
- موقعیت و حداکثر فشار P_{max} و $\phi_{P_{max}}$
- دمای یاتاقان

فشار واحد:

$$P = \frac{W}{2rl}$$



فشار واحد به ۲ چیز بستگی دارد:
- نوع بارگذاری: یکنواخت / نوسانی
- نوع کاربرد ← نوع ماشین

← جدول (JB1)
⇓
P از روی جدول معلوم

طول یاتاقان (l): متداول: $0.25 \le \frac{l}{d} \le 0.75$

در قدیم: $\frac{l}{d} = 1$ ← مربع

~~هرچه $\frac{l}{d}$ به سمت یک برود بهتره~~

PAPCO

Subject
Date

نسبت $\frac{c}{r}$:

دقیق ⟵ $\frac{c}{r} = 0/001$

نیمه دقیق ⟵ $\frac{c}{r} = 0/002$

غیر دقیق ⟵ $\frac{c}{r} = 0/004$

۲۵mm < d < ۱۵۰mm

مثال (طراحی یاتاقان تعویضی) : برای روتور یک توربین بخار $\omega = 1800\,rpm$ و $W = 17kN$ بیرونی حلزونی

$d = 150\,mm$ قطر شفت . روغنی که داریم استفاده میشه SAE10 _ دمای عملکردی ۸۲° سانتی‌گراد است (ثابت)

مطلوب است : الف) طول یاتاقان l و لقی شعاعی c

ب) ضریب اصطکاک روغن f

ج) توان اتلافی ناشی از اصطکاک

د) جریان دبی روغن و دبی نشتی (Q و Q_s)

ه) بررسی پایداری لایه روغن

حل :

ابتدا فشار مخصوص را از جدول انتخاب میکنیم : $1 < P < 2\,MPa$ ⟵ متوسط انتخابی ⟵ $P = 1{,}6\,MPa$

$$P = \frac{W}{2rl} \rightarrow 1{,}6 = \frac{17 \times 10^{3}}{2 \times \left(\frac{150 \times 10^{-3}}{2}\right) l}$$

$$\rightarrow \boxed{l = 70{,}83\,mm}$$

PAPCO

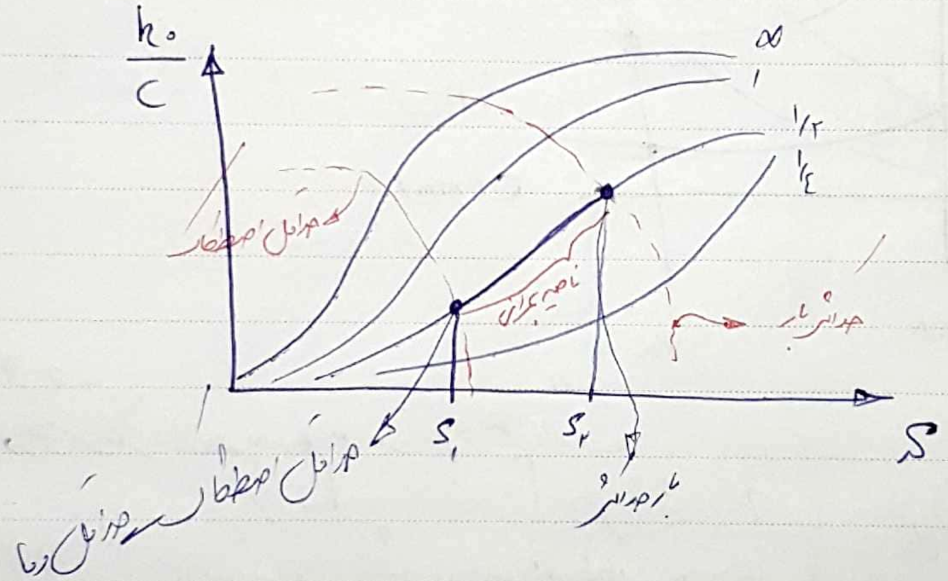
* l رو می‌گیریم ۷۵ تا $\frac{l}{d}$ شد ۱/۲ ⟵ $\frac{l}{d} = 1/2$

که تو جدول به مشکل نخوریم

حالا باید دوباره P رو حساب کرد (با l جدید) $P = \frac{W}{2rl} = 1{,}511$ MPa ✓

Okeye

مرحله C: ⟵ جدول اول رو نوشته بودیم ($\frac{h_0}{c}$)



$S_1 = 0/037$, $S_2 = 0/35$

محدوده بهینه ⟵ $0/037 \le S \le 0/35$

SAE10 (82°C) ⟶ $6{,}3 \times 10^{-3}$

$\frac{1800}{60} = 30$ rps

$S = \left(\frac{\mu N}{P}\right)\left(\frac{r}{c}\right)^2$ محدوده S رو داریم ⟵ محدوده c هم باید پیدا کرد

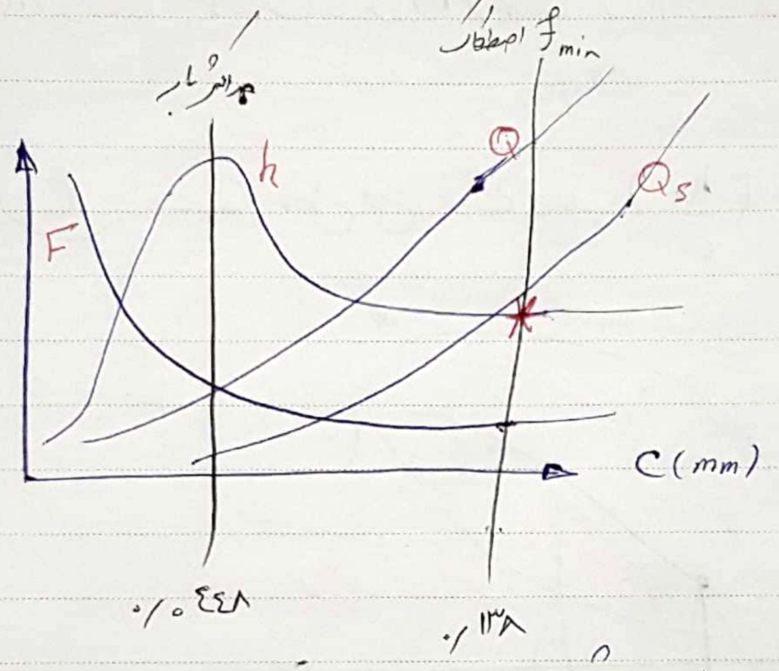
P: $1{,}511 \times 10^{6}$ ، r: ۷۵ mm

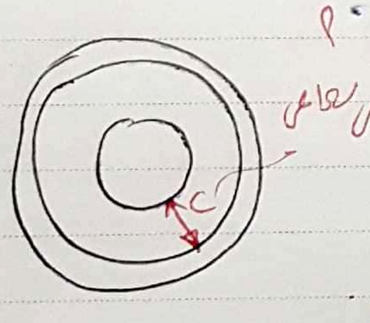
⟶ $S = \frac{6{,}8544 \times 10^{-4}}{c^2}$

Subject
Date

$S = ۰/۳۵$ ⟶ $c = ۰/۰۴۴۸\ mm$ ⟶ $\frac{c}{r} = ۰/۰۰۱$
↓ order

$S = ۰/۰۳۷$ ⟶ $c = ۰/۱۳۸\ mm$ ⟶ $\frac{c}{r} = ۰/۰۰۱$
↓
دقیق ✓





در حداکثر بار ⟵ ماکزیمم ضخامت رو خواهیم داشت.
هر چقدر ضخامت کمتر شه ⟵ اصطکاک بیشتر میشه

* ما به دنبال بیشترین ضخامت یا کمترین ضریب اصطکاک هستیم.

* h و F با هم رابطه عکس دارند.

* هر چقدر c بیشتر باشه ⟵ Q و Q_s هم بیشترند.

* f_{min} ⟵ حد بالا ⟵ راستش بیشتر k کمتر روی بریدن

Subject
Date

$l.F = 2 \longrightarrow S = \left(\frac{\mu N}{P}\right)\left(\frac{r}{c}\right)^2 \Rightarrow \boxed{S = ۰/۰۱۵۶}$

۰/۱۵ ≅ ۰/۱۳۸

جدول $\left(\frac{h_0}{C} - S\right) \longrightarrow \frac{h_0}{C} = ۰/۰۶$

راستر $\longleftarrow$ $h_0 \geq ۰/۰۰۵\,mm + ۰/۰۰۰۰۴d$

$h_0 \geq ۰/۰۱۱$

$C = ۰/۱۵$

$\longrightarrow (۰/۰۶)(۰/۱۵) = ۰/۰۰۹$

$۰/۰۰۹ \not\geq ۰/۰۱۱$ ✗

برقرار نیست. $\longleftarrow$ یا راه اینه که C رو بیشتر کنیم جهت بیشتر h مرحله f بیشتر شد

یا راه دیگه اینکه که نوع روغن رو تغییر دهیم $\longleftarrow$ SAE 20 ✓✓ ok

* اما اولویت اینه که C رو بیشتر کنیم نه اینکه روغن رو عوض کنیم.

$۰/۰۴ \geq C \geq ۰/۰۷ \longrightarrow ۰/۱۴ \geq S \geq ۰/۴۲۸$

معیار راستر برقرار خواهد شد!

Subject
Date

محدوده بهینه به معیار ماکسیمم بودن آورده میشه (از نمودار ضخامت لایه روغن) ← $0.4 \le \varepsilon \le 0.7$

عدد سامرفلد ← $0.140 \le S \le 0.428$

ب) محدوده مربوط به ضریب اصطکاک معادل روغن : ← (جدول ۲) $(\frac{r}{c}f - S)$

برای حالت که $\frac{l}{d} = 1/2$ ← $0.0041 \le f \le 0.0053$

ج) توان اتلافی ناشی از اصطکاک : $T_f = W.f.r$ گشتاور اصطکاکی

→ $P_f = T_f . \omega$

برای حالت بدتر (حداکثر) : $P_f = W.f.r.\omega = (1791 \cdot 10^{3})(0.0053)(0.075)(2\pi \cdot 30)$

$P_{f_{max}} = 1.27\ kN$

د) محاسبه دبی Q مورد نیاز و دبی نشتی Q_s :

جدول $(\frac{Q}{rcNl} - S)$، $\frac{l}{d} = 1/2$ → $3160\ mm^3/s \le Q \le 6200\ mm^3/s$

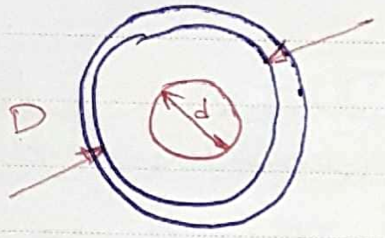
جدول $(\frac{Q_s}{Q} - S)$، $\frac{l}{d} = 1/2$ → $2150\ mm^3/s \le Q_s \le 5100\ mm^3/s$

ظرفیت تعیین چنین دبی وجود داشته باشد.

Subject
Date

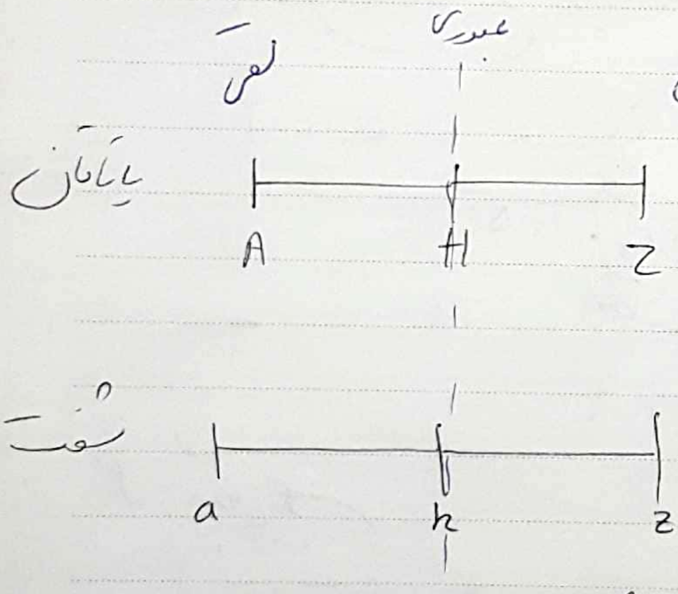
* $\begin{cases} 1\,mm^3 \equiv 10^{-6}\,Lit \equiv 10^{-3}\,cc \\ 1\,m^3 \equiv 10^3\,Lit = 10^6\,cc \end{cases}$

* الان هم چیزی رو دیدیم محدوده بیان کردیم اما در رزوه و واقعیت باید به یک c مشخص برسند.



* مدرس یاتاقان صفحه سوراخ مبنا : $H9/d9$

$H8/f7$:



** یادآوری :

همیشه یکی رو صفر بگیرید. مدرس اولی رو جا بگیرید

ما معمولاً یاتاقان رو صفر میگیریم

هر چقدر به سمت A بیاییم ← قطر یاتاقان باز میشه ← لقی بیشتر

— — a — ← لقی باز میشه

وقتی H و h باشیم ← عبوری ← چون هم قطر هستند تقریبا

چون بالاسر روغن رو داریم ← نمیشه پرسی یا عبوری باشه ← حتماً لقی باشه.

P4PCO

شفت	یاتاقان $H9/d9$ ←	لقی - آزاد
گرید تلرانس	$H8/f7$ ←	لقی - بسته

۱۲ که گرید تلرانس که ٤ ← خیلی بسته و دقیق

خیلی آزاد و غیر دقیق

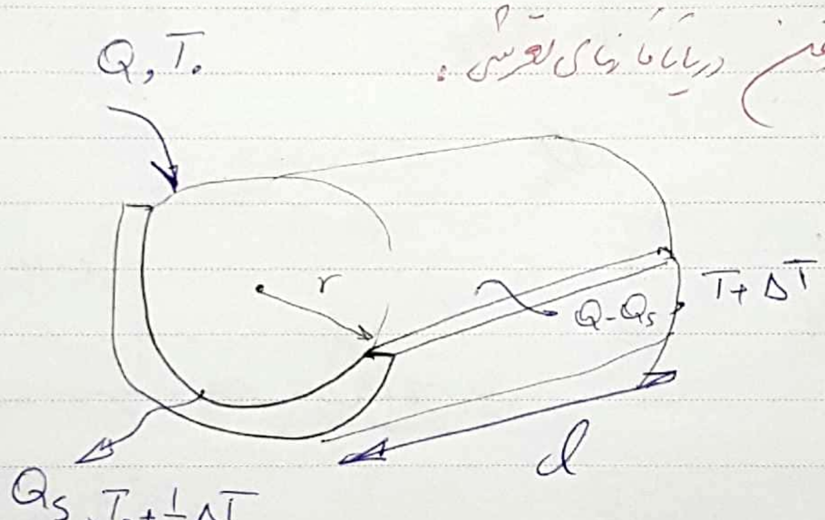
Subject
Date

با H و h حدود لقی رو تعیین می‌کنیم و با این حدود که صافی سطح رو نشون میدیم

* برای تعیین C ← جداول { $H9/d9$ لقی آزاد، $H8/f7$ لقی بسته

حالا در یاتاقان‌های روغن‌کاری شده ما باید هیدرودینامیک درست بیاریم.

تعیین افزایش دمای روغن در یاتاقان‌های لغزشی:



ρ: چگالی روغن

C_p: ظرفیت گرمایی ویژه روغن

ΔT:

T_0: دمای اولیه روغن

* می‌خواهیم به ΔT برسیم *

PAPCO

Subject

Date

$$H_g = T_f \cdot \omega = (W \cdot f \cdot r)(2\pi N) \longrightarrow \boxed{H_g = 2\pi N W f r} \quad (I)$$

توان تولیدی

$$H_L = H_{\text{[illegible]}} + H_{\text{[illegible]}}$$

$$H_L = \rho C_p (Q - Q_s)\Delta T + \rho C_p Q_s \left(\tfrac{1}{2}\Delta T\right)$$

دمای ازدست رفته روغن

$$\longrightarrow \boxed{H_L = \rho C_p \Delta T \left(1 - \frac{Q_s}{2Q}\right) Q} \quad (II)$$

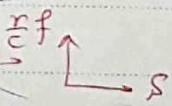
$I = II$ ——— در صورت تعادل انرژی به حالت پایدار می‌رسیم

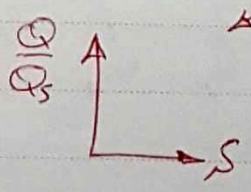
$$\Longrightarrow \Delta T = \frac{2\pi N W f r}{\rho C_p \left(1 - \frac{Q_s}{2Q}\right) Q}$$

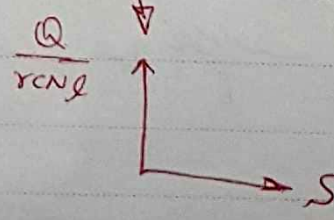
$$P = \frac{W}{2rl} \text{ (MPa)}$$

$$\times \frac{rcNl}{rcNl} \longrightarrow \Delta T = \frac{P}{\rho C_p}\left[\frac{4\pi\left(\frac{r}{c}f\right)}{\left(1 - \frac{1}{2}\left(\frac{Q_s}{Q}\right)\right)\frac{Q}{rcNl}}\right] \quad T_{Var}$$

مشخصات روغن







$C_p = 1760 \ J/kg\,^\circ C$

برای روغن با چرخش [illegible]

$\rho = 861 \ kg/m^3$

P4PCO

Subject
Date

$$\Delta T = \frac{P}{0.12} \, T_{var}$$

(P: MPa, T_{var}: °C)

براساس کرو $\frac{\ell}{d}$ ، ۸

از جدول ۸ فرمحاسبه می‌شود

$$T_{ave} = T_0 + \frac{1}{2}\Delta T \quad \text{(لزجت روغن)} \quad ①$$

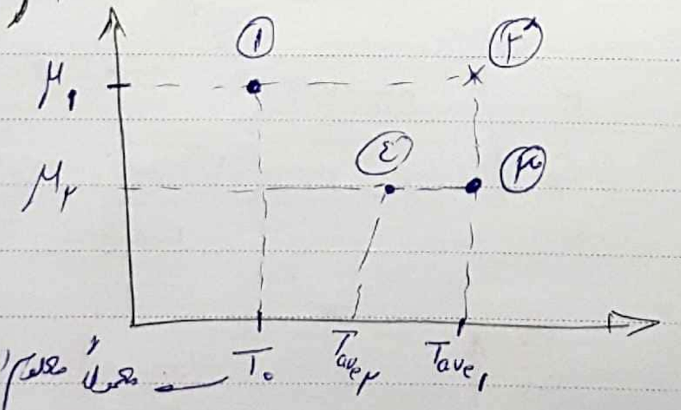
$$T_{max} = T_0 + \Delta T \quad \text{(یاتاقان)} \quad ②$$

$T_{max} \leq 121\,°C$ ← وقتی می‌خواهیم معیار یاتاقان را چک کنیم

← لزجت روغن را حساب کنیم ← از T_{ave} استفاده می‌کنیم

الگوریتم تعیین ΔT:

تا زمانی که دما با لزجت همخوانی داشته باشد



T_0 ← معمولاً معلوم است.

T_0 را داریم $\xrightarrow{\text{منحنی } \mu - T}$ μ_1 ✓ ⟶ $S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\mu N}{P}$ ✓

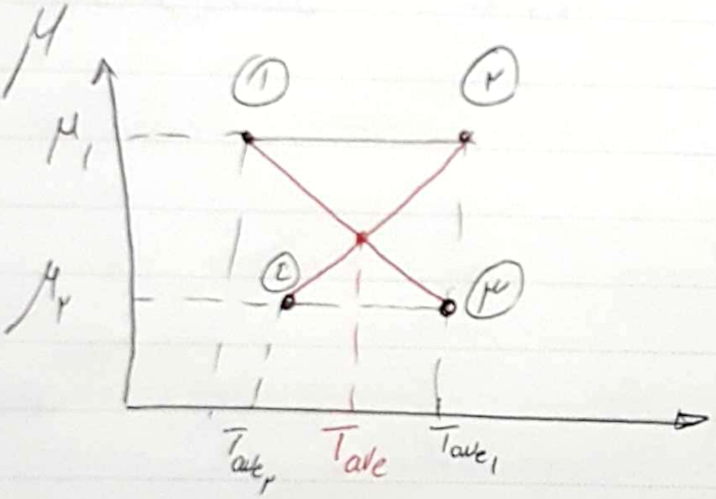
$\xrightarrow{\text{با } S}$ $\xrightarrow{\text{منحنی } T_{var} - S}$ T_{var_1} ✓ ⟶ ΔT_1 ✓ $\xrightarrow{①}$ T_{ave_1} ✓ ⟶ μ_2

اگر — $\mu_1 \simeq \mu_2$ — شد $\Rightarrow$ ΔT ✓

اگر — $\mu_1 \neq \mu_2$ — شد $\Rightarrow$ ادامه سیکل الگوریتم

تا میرسیم به نقطه ۴. دوباره ۲ رو حساب می‌کنیم. اگر به μ_2 نزدیک بود که حالت پایدار رسیدیم.

اگر به μ_2 نرسیدیم باز هم دوباره باید الگوریتم رو تکرار کنید.



دو راه تعیین جواب:

۱) T_{ave} رو نقطه تقاطع در نظر بگیرید.

۲) " " میانگین T_{ave_1} و T_{ave_2} " "

* ۲ بار با الگوریتم برید جلو بعد میانگین بگیرید.

Subject
Date

مثال: برای یاتاقان با شرایط کاری زیر، دمای کارکرد و سایر پارامترهای کاری را بدست آورید.

(حرص با توسل قبل خواسته بود) — T_{ave}

قطر شفت، $d = 40\ mm$ — دور شفت، $\omega = 1200\ rpm$

لقی شعاعی: $c = 0.02\ mm$ — بار شعاعی، $W = 1200\ N$

نوع روغن، SAE 40 — عرض یاتاقان، $l = 40\ mm$

دمای روغن ورودی، $T_0 = 40\ ^{\circ}C$

* اگر بارهای W ثابت باشد (قطعیت) ← load factor ۲ ← فقط در محاسبات C دخیل است.

" " " W عدم قطعیت داشته باشد ← load factor ۲ ← هم در محاسبات C و در بار یا تقاضا }

باید حساب بشود هم در محاسبه عیب ... ما

Subject
Date

حل استاد: در ابتدا بایستی عدد سامرفیلد را محاسبه کنیم

$$S = \left(\frac{\mu N}{P}\right)\left(\frac{r}{c}\right)^2$$

$$P = \frac{W}{2rl} = \frac{1200}{2(0.02\,m)(0.04)} = 0.75\ MPa$$

$$N = 1200\ rpm = 20\ rps \quad , \quad \frac{l}{d} = 1$$

$$S_i = \left(\frac{20}{0.02}\right)^2\left(\frac{(\mu_i)(20)}{0.75\times 10^6}\right) \longrightarrow S_i = 27\,\mu_i\ (Pa.s) = 0.027\,\mu_i\ (mPa.s)$$

حدس اولیه الگوریتم: تخمین دمای کارکرد

$$T_0 = 40^{\circ}C \xrightarrow{SAE\ 40} \mu_1 = 120\ mPa.s \longrightarrow S_1 = 3.2$$

$$\xrightarrow{\text{نمودار}} T_{var_1} = ? \quad — \quad S_1 > 1$$

* از روابط برون یابی استفاده میکنیم

$$\left(\frac{l}{d} = 1\right) \longrightarrow T_{var_1} = 0.349109 + 6.00940\,S_1 + 0.047467\,S_1^2$$

$$\longrightarrow T_{var_1} \simeq 20 \longrightarrow \Delta T_1 \simeq 125^{\circ}C \longrightarrow T_{ave_1} = 40 + \frac{125}{2} = 102.5^{\circ}C$$

خیلی واضحه که خیلی اختلاف هست بین μ_1, μ_2 پس باید بازهم الگوریتم را ادامه بدهیم

$$T_{ave_1} = 102.5 \xrightarrow{\mu - T} \mu_2 = 7.6\ mPa.s \longrightarrow S_2 = 0.205$$

$$\xrightarrow{\text{نمودار}} T_{var_2} = 1.65 \longrightarrow \Delta T_2 = 10.3^{\circ}C \longrightarrow T_{ave_2} = 40 + \frac{10.3}{2} = 45.1^{\circ}C$$

از ۴۰ رفتیم به ۱۰۲،۵ بعد رفتیم ۴۵،۱ .... (:|)

داریم دور خودمون میچرخیم

Subject
Date

برای شروع کار بین T_{ave} که میانگین می‌گیریم.

$T_{ave_3} = \frac{T_{ave_1} + T_{ave_2}}{2} =$ توی پیش می‌گیریم $\simeq$ → $75\,^{\circ}C$ → تخمین

همسو دقیق میانگین باشه چون عمومی میانگین نسبت

با ۷۰ سرعت جلو، $\Delta T_4 = 26.2\,^{\circ}C$ ، T_{ave_4} ✓ ، S_4 ✓ ، و H_4 ✓ $\xrightarrow{M.T}$

→ $T_{ave_4} = 53.1\,^{\circ}C$

ما ۷۰ درجه شد ۵۳٫۱ ← نمی‌تونیم زیاد ره ← دوباره میانگین می‌گیریم (حدس)

$T_{ave_5} = 60\,^{\circ}C \xrightarrow{M.T} H_5 = 36, \ldots$ و $\Delta T_5 = 39.4\,^{\circ}C$

→ $T_{ave_6} = 40 + \frac{39.4}{2} = 59.7\,^{\circ}C$

خوب نزدیک شد. ☺ (تا ۳ درجه اختلاف اوکیه)

⇒ دمای کاری $\simeq 60\,^{\circ}C$

حالا می‌بینیم همه رو با $T = 60\,^{\circ}C$ حساب شد. (h و Q و Q_s و Q_{min} و Q_{max} و ...)

عدد ساندرلند → $S = 0.97$

کل طراحی با این عدد ساندرلند باید جلو بره.

PAPCO

Subject
Date

تمرین: (برای محاسبه C)

شفت مبنا — سوراخ مبنا

$d = 40mm \xrightarrow{\text{شفت}} H9/d9$ $+0.01$ -0.01

-0.00 -0.02

یاتاقان

$\rightarrow \begin{cases} D_{max} = 40 + 0.01 = 40.01\ mm \\ D_{min} = 40 - 0.00 = 40.00\ mm \end{cases}$

شفت

$\rightarrow \begin{cases} d_{max} = 40 - 0.01 = 39.99\ mm \\ d_{min} = 40 - 0.02 = 39.98\ mm \end{cases}$

$$C_{max} = \frac{D_{max} - d_{min}}{2} \quad , \quad C_{min} = \frac{D_{min} - d_{max}}{2}$$

تا اینجا یاتاقان های روغن‌کاری هیدرودینامیکی رو بررسی کردیم.

برای یاتاقان های ... هیدرواستاتیکی همه این شرایط و روابط برقراره فقط چون پمپ روغن هم داره

اون ترمی که باید به روابط یاتاقان اضافه بشه چون انقدر کوچیکه یا ناچیزه ما از محاسبه اش صرف نظر میکنیم

چنانچه خواسته باشید یاتاقان روغن‌کاری هیدرواستاتیکی طراحی کنید برید سراغ کتاب ... چون

خیلی خاص و کاربردی است و طراحی اش پیچیده تره ...

PAPCO

Subject
Date

علمی

یاتاقانهای علمی : یاتاقانهای ساخته شده از یاتاقان استفاده کرد، همون ها صرفه هست

از یاتاقان تعریفی استفاده کنیم. (اکثر یاتاقان علمی متداول ها)

مزایا :

* خیلی ارزان هستند و اولویت در طراحی انتخاب یاتاقان علمی است.

* عدم نیاز به روغن ← صرفاً چرخش

* تحمل شوک های زودگذر

* اصطکاک پایین در آغاز دوران حرکت جز در سرعت های خیلی بالا

معایب :

* نویز و سر و صدا در سرعت های بالا
* اصطکاک بالا در سرعت های بالا
* مقاومت پایین تحت بار های شوک

(گاهاً ست صرفه در ایرادات یا آسیب پذیر هستند.)

به صورت کلی با توجه به قطر شفت مدید باز از سیند که بتوانیم یک قطر چه یاتاقانهای وجود داره.

طراحی یاتاقان علمی:

1) قطر شفت
2) بار
3) محیط شرایط

Subject
Date

(ساچمه‌ای) بلبرینگ ← برای سرعت‌های بالا

(غلتکی محوری) رولربرینگ ← برای بارهای شعاعی بالا

بلبرینگ: نسبتا بار شعاعی کمتری نسبت به رولربرینگ‌ها تحمل می‌کنند.

بار محوری هم خیلی زیاد تحمل نمیکنه در شکل ما رو حل میکنه.

علت اگه بار محوری کمتر از ۴۰ درصد بار شعاعی باشه ← بلبرینگ میتونه تحمل کنه

توصیه: هیچ وقت برای تحمل بار بیشتر از ۲ بلبرینگ استفاده نکنید ← (به خاطر ارتعاش و بلبرینگ‌ها خراب میشن)

بلکه از یک بلبرینگ ۲ ردیفه استفاده کنید و در کل هزینه‌های دیگری هم داره به خاطر همین هم

بلبرینگ تماس زاویه‌ای: (فشنگی)

این نوع بلبرینگ تحمل بار محوری بیشتری دارد ← زاویه تماس بین بار راستای شعاعی بین ۱۵ تا ۴۰ است.

بهترین نقطه کاری (معمولا) اینه که محور اعمالی به یاتاقان در راستای تماس ساچمه‌ها باشه.

بلبرینگ‌های خودتنظیم: ← برای شفت‌های بلند استفاده میشه چون خیز بلندی میده

و ارتعاشات شدیده ← این نوع بلبرینگ باعث میشه این نوسانات و خیز دمپ بشه.

PAPCO

Subject
Date

(۲ ردیفه ← متداول)

بلبرینگ چند ردیفه ← زمانی استفاده میشه که بار شعاعی خیلی زیاد باشه.

یاتاقان‌های کف‌گرد : ← " " " " " محوری " " "

— یاتاقان‌های رولربرینگ :

مزایا : بار شعاعی بیشتری رو می‌تونه تحمل کنه چون (مساحت سطوح بیشتره)

معایب : نیاز به ساخت دقیق این غلتک‌ها داره ← یه مقدار ناهمراستایی داره سبب انحراف غلتک‌ها

از طرفی ← به همین دلیل نمی‌تونیم سرعت رو خیلی ببریم بالا.

انواع رولربرینگ‌ها :

۱. استوانه‌ای ← ساده‌ترین غلتک ؛ ساده‌تر و ارزون‌تر و متداول‌تر

۲. بشکه‌ای ←

۳. مخروطی ← غلتک مخروطیه یا نشیمن‌گاهش مخروطیه

۴. سوزنی (Needle)

رولبرینگ استوانه ای : ۱) قابلیت تحمل بار محوری را ندارند ← (ضعف اصلی)

۲) در برابر بارهای شعاعی بسیار مقاوم هستند.

۳) کمترین ضریب اصطکاک را در بین انواع رولبرینگ ها دارند.

اما در برابر کمترین بار محوری آسیب می بینند ...

* در کل بلبرینگ ها از رولبرینگ ها ارزون تر و به صرفه تره

** زمانی میریم سراغ رولبرینگ ها که بار شعاعی زیاد باشه

** هرچی قطر غلتک ها کمتر باشه ← تعدادشون بیشتر میشه ← سطح تماس میره بالا

← بار بیشتری رو میتونه تحمل کنه ✓ ولی بازم محوری رو نمیتونه تحمل کنه. ✗

رولبرینگ بشکه ای : همون یاتاقان غلتشی بلبرینگ خودتنظیم است.

در حد $\pm 1/5$ درجه قابلیت تنظیم دارند.

** در صورت استفاده بصورت ۲ ردیفه می تواند بار محوری را تحمل کند

(اما بازم بار محوری کمی می تواند تحمل کند)

رولبرینگ مخروطی : ✓ می تواند هم محوری و هم شعاعی رو تحمل کند. (هم شعاعی بالا باشه هم محوری بالا باشه)

✓ چون گفته تو همه ی شرایط به کار میاد و میتونه همه نوع باری رو تحمل کنه

ولی خیلی گرون تر هستند.

بلبرینگ		رولربیرینگ
بلبرینگ ساده	معادل	استوانه ای
خود تنظیم → در برابر نوسانات		بشکه ای
فشنگی → هم محوری هم شعاعی		مخروطی
سرعت بالا		بار بالا

مزیت استوانه ای به بشکه ای : استوانه ای بار شعاعی بیشتری را می تواند تحمل کند.

بشکه ای به استوانه ای : بشکه ای انعطاف بیشتری رو میپذیرد.

Subject
Date

طراحی یاتاقان‌های غلتشی :

در این یاتاقان‌ها، عمر مهم است. پس باید به محاسبه عمر بپردازیم.

عمر یاتاقان :

ABMA : انجمن سازندگان یاتاقان آمریکا

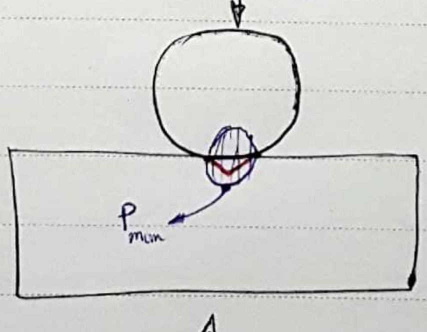
استاندارد در یاتاقان‌های غلتشی

معیار عمر : (تعداد دور یا تعداد ساعت) ملاک عمر یاتاقان است. بر اساس مقدار پایداری

تعداد دوری که یک یاتاقان طی می‌کند تا در سطح اجزای یاتاقان اولین آثار خستگی ظاهر شود.

- اولین آثار خستگی : ایجاد حفره‌ای به مساحت $0.01\ in^2$

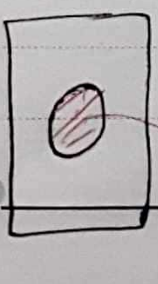
به خستگی یاتاقان‌ها { می‌گویند pitting (کچلی)



رینگ داخلی

این حفره هم می‌شود روی رینگ داخلی اتفاق بیفتد هم ساچمه هم رینگ خارجی

ولی محتمل‌تر اول رینگ داخلیه بعد ساچمه بعد رینگ خارجی.

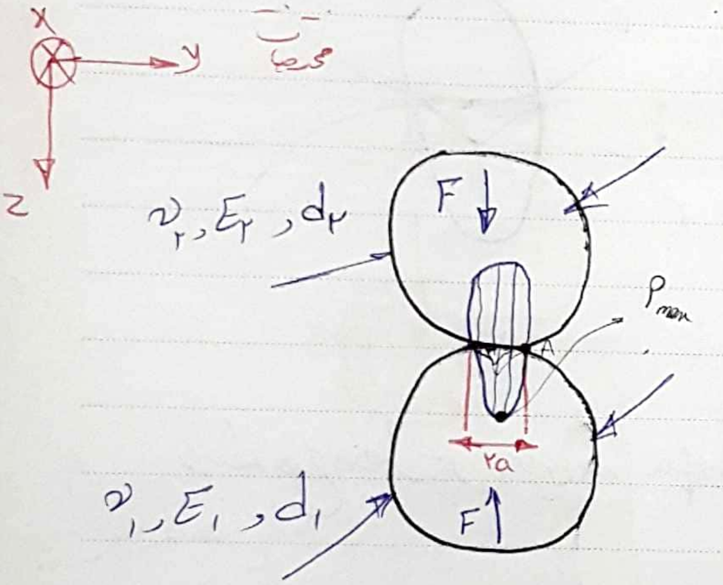


$\geq 0.01\ in^2$

Subject
Date

تنش های هرتزین:

در تماس دو سطح دو المان غیر مسطح، تماس در ابتدا آن یک نقطه یا یک خط است. اما به دلیل تغییر شکل ها، به سطح تبدیل می‌شوند. ایجاد این سطوح باعث ۳ بعدی شدن تنش ها در سطوح تماس می‌گردد که باید برای آن تعریف تنش های هرتزین است:



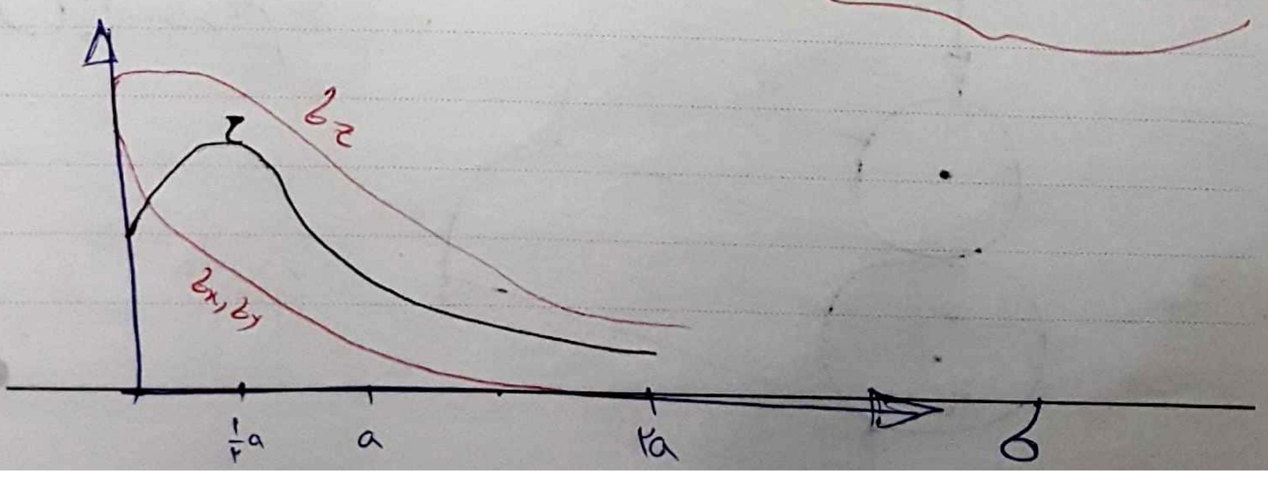
* تماس ۲ کره با هم:

Pit قطر: 2a

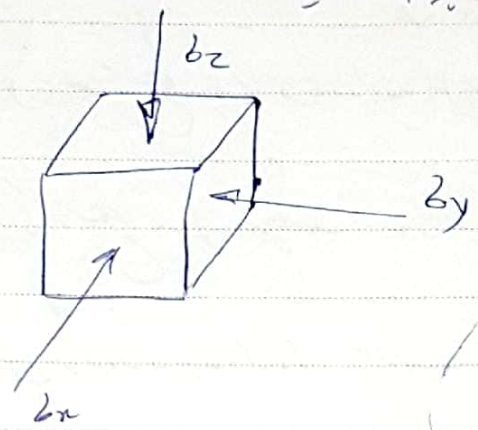
Pit شعاع: a

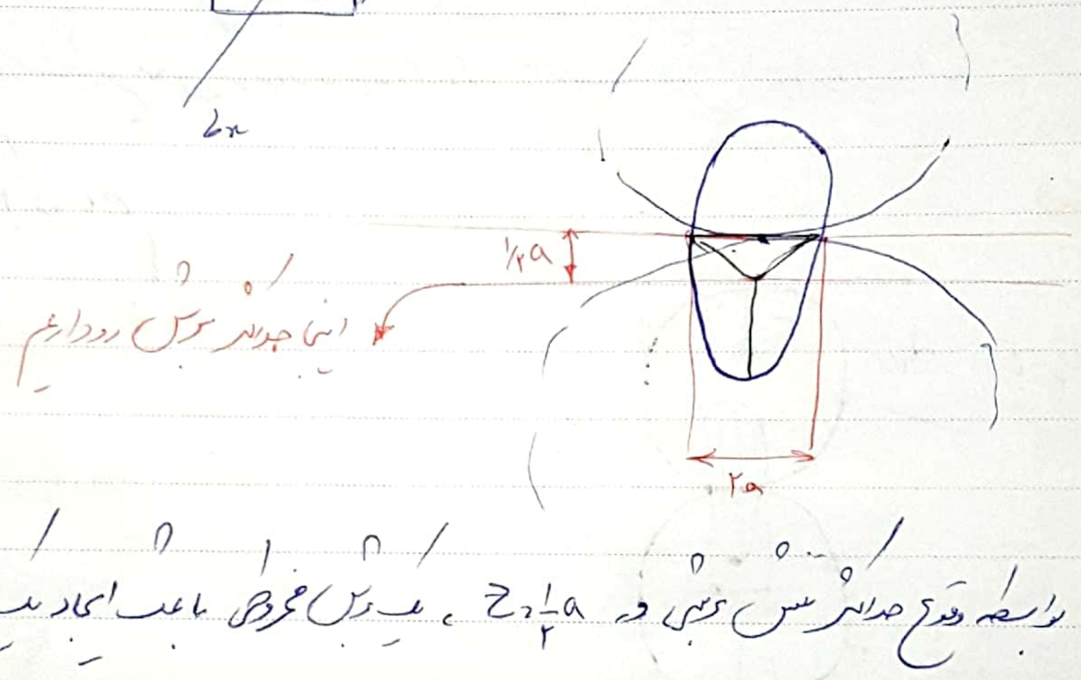
$$P_{max} = \frac{3F}{2\pi a^2}$$

$$a = \left[\left(\frac{3F}{8}\right)\frac{\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1}\right)+\left(\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}{\frac{1}{d_1}+\frac{1}{d_2}}\right]^{1/3}$$



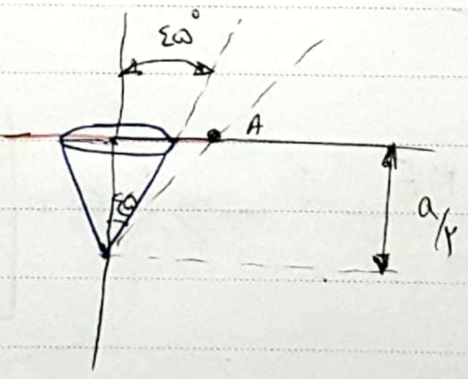
σ_z : هر چقدر در راستای z می‌آییم پایین و از نقطه برخورد دور می‌شویم، σ_z کاهش می‌یابد.



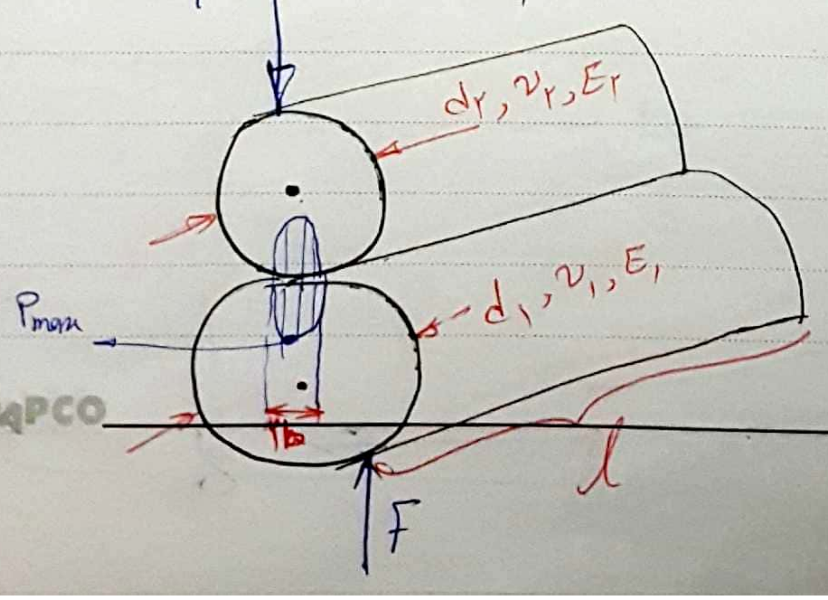


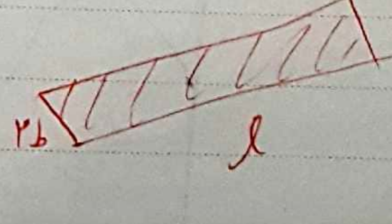
در راستای وقوع حداکثر تنش برشی در $z=\frac{1}{2}a$ ، یک ترک مخروطی باعث ایجاد یک حفره مخروطی می‌گردد.

وقوع پدیده Pitting :



تماس ۲ استوانه با هم :

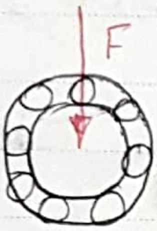




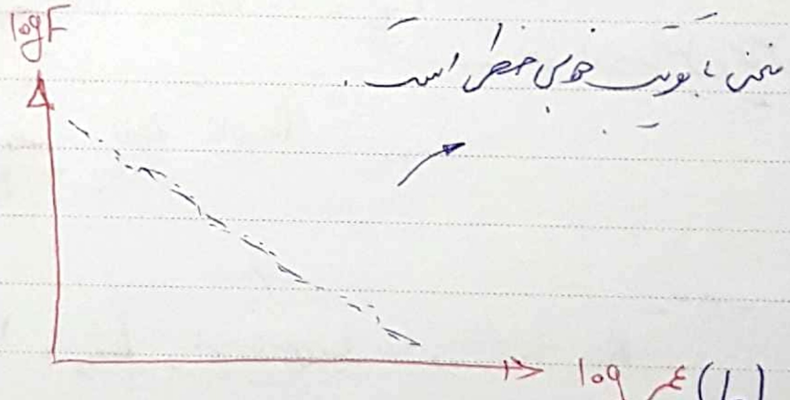
$$P_{max} = \frac{2F}{\pi b l}$$

$$b = \left[\left(\frac{2F}{\pi l}\right) \frac{\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1}\right) + \left(\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}} \right]^{1/2}$$

جلسه ۱۷ :



هرچه نیرو کمتر باشد عمر بیشتر است



این منحنی با تقریب خوبی خطی است.

عمر یاتاقان بر میلیون دور

$$\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^a \longrightarrow LF^a = \text{ثابت}$$

عمر بر میلیون دور

$$a = \begin{cases} 3 & ;\ \text{بلبرینگ} \\ \frac{10}{3} & ;\ \text{رولربرینگ} \end{cases}$$

* a دارای مقدار ثابت به نوع بلبرینگ یا رولبرینگ بستگی دارد.

* بار دینامیکی مبنا: (C)

باری که اگر به یاتاقان اعمال شود، عمر اون یاتاقان میشه ۱ میلیون دور

(۱ میلیون دور، عمر کمی هست ← یعنی بار دینامیکی مبنا زیاده)

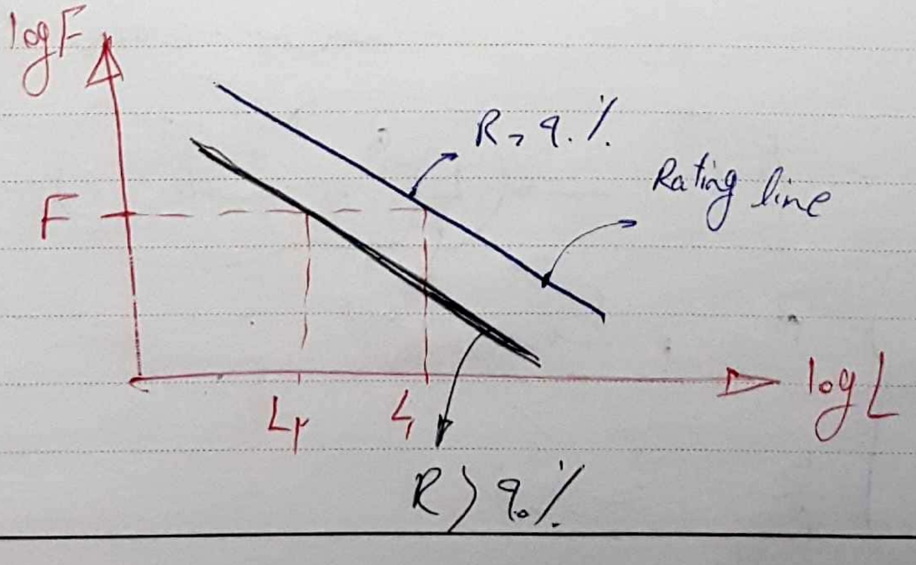
* عمر نامی: (Rating life).

معادل با عمر ۹۰ درصد از یاتاقان‌های یک گروه آزمایش تحت شرایط کاری مشخص است.

در SKF ← $L_{10} = 10^6$ Rev (عمر مبنا) — یعنی ۱۰ درصد فیل میکنن (Faile)

در Timken ← $L_{10} = 90 \times 10^6$ Rev

شرایط کاری نامی: $L_{10} = 10^6$ Rev و بار دینامیکی مبنا: C و R = ۹۰٪ ← قابلیت اطمینان



Subject
Date

در دو بار مشخص F_1 و F_2 با عمر داریم : L_1 و L_2

$$\frac{L_2}{L_1} = \left(\frac{F_1}{F_2}\right)^a \longleftarrow$$ شرایط اولیه رو بذارید همون شرایط پایه

$$\begin{cases} F_1 = C \\ L_1 = 10^6 \end{cases}$$

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^a \longleftarrow \frac{L}{L_{10}} = \left(\frac{C}{F}\right)^a$$

$L_{10} \rightarrow 10^6$

عمر پایه

ضرایب اصلاح :

$$L = a_1 \, a_{SKF} \left(\frac{C}{F}\right)^a$$

a_1 ← ضریب قابلیت اطمینان

a_{SKF} ← ضریب SKF

تعیین a_1 :

R	a_1
۹۰٪	۱
۹۵٪	۰٫۶۲
۹۶٪	۰٫۵۳
۹۷٪	۰٫۴۴
۹۸٪	۰٫۳۳
۹۹٪	۰٫۲۱

PAPCO

Subject

Date

تعیین a_{SKF} : (a_{23}) ← در طراحی ها معمولاً ۱ فرض می‌کنیم

اما اینجا به دلیل جدید دقیق و حساس طراحی می‌توان مورد عملی

$$\Rightarrow \boxed{a_{SKF} = 1}$$

F : نیرو را شعاعی فرض کردیم اما در واقعیت هم محوری داریم و هم شعاعی.

محاسبه بار F یا P : ← (در استاندارد ها نیرو رو با P نشون میدن!)

$$\Rightarrow L = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^a$$

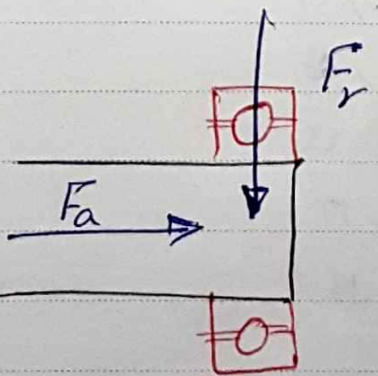
اگر نیروهای وارد بر یاتاقان ترکیبی از بارهای شعاعی F_r و محوری F_a باشد :

$$P = X F_r + Y F_a$$

بار معادل شعاعی ↑ ، بار شعاعی ↓ ، بار محوری ↓

مشخصات هندسی

X و Y به نوع یاتاقان بستگی دارد



علاوه بر پارامتر عملکردی مانند e

مربوط است که خود تابع $\frac{F_a}{C_0}$ است.

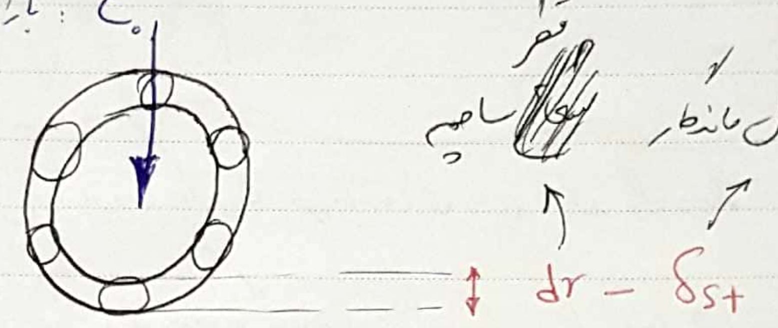
F_a ← بار محوری ← به ساختار یاتاقان بستگی دارد

C_0 ← بار استاتیکی مبنا ← به ساختار یاتاقان بستگی دارد

PAPCO

بار استاتیکی مبنا: باری است که موجب تغییر شکل ماندگار در محل ساچمه که به اندازه $\delta = 0.0001 d_r$ می‌شود. بار اعمالی قبل از شروع حرکت روتور است.

بار استاتیکی مبنا: C_0



C_0: در مشخصات ذاتی هر یاتاقان در کاتالوگ آمده است.

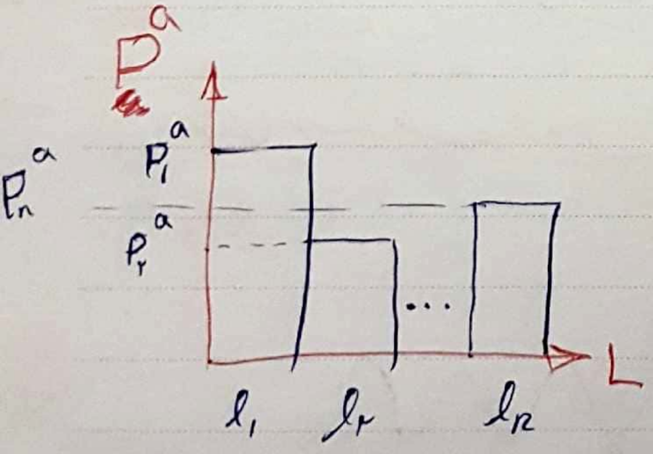
محاسبه P بر اساس بارگذاری‌های متغیر نسبت به زمان:

① بارهای گسسته نسبت به زمان

② 〃 پیوسته 〃 〃

③ 〃 رندوم 〃 〃

۱) بارگذاری گسسته نسبت به زمان:



$$P_{eq} = \left[\frac{P_1^a l_1 + \cdots + P_n^a l_n}{l_1 + \cdots + l_n} \right]^{\frac{1}{a}}$$

* هر کدام از این F_1 و F_2 و ... می‌توانند معادل F_{eq} در F_a و F_r باشند.

$L = l_1 + \dots + l_n$ عمر کل

در یاتاقان‌های غلتشی $\xrightarrow{\text{ماینر}}$ $\sum_{i=1}^{n} \frac{l_i}{L_i} = 1$ ؛

l_i : عمر مورد استفاده

L_i : عمر واقعی یاتاقان در بارگذاری iام

* اگر یک بلبرینگ مشخص با بار دینامیکی C طی بازه‌های زمانی l_1 و l_2 به ترتیب بارهای P_1 و P_2 اعمال شود، مطلوب است یافتن عمر باقیمانده اگر بعد از دوره l_1 و l_2 بار P_3 بر یاتاقان اعمال شود.

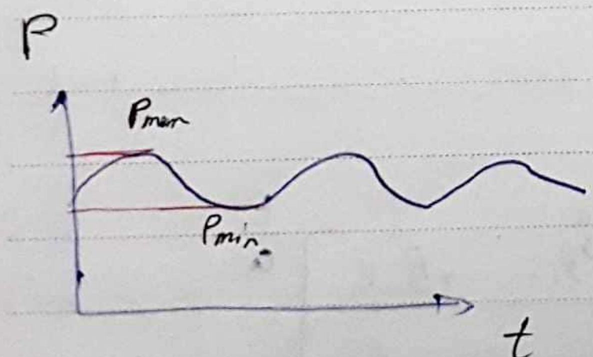
$L = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^a$; $a = 3$ ← بلبرینگ

$$\begin{cases} L_1 = a_1 \left(\frac{C}{P_1}\right)^a \\ L_2 = a_1 \left(\frac{C}{P_2}\right)^a \\ L_3 = a_1 \left(\frac{C}{P_3}\right)^a \end{cases} \xrightarrow{\text{رابطه ماینر}} \frac{l_1}{L_1} + \frac{l_2}{L_2} + \frac{l_3}{L_3} = 1$$

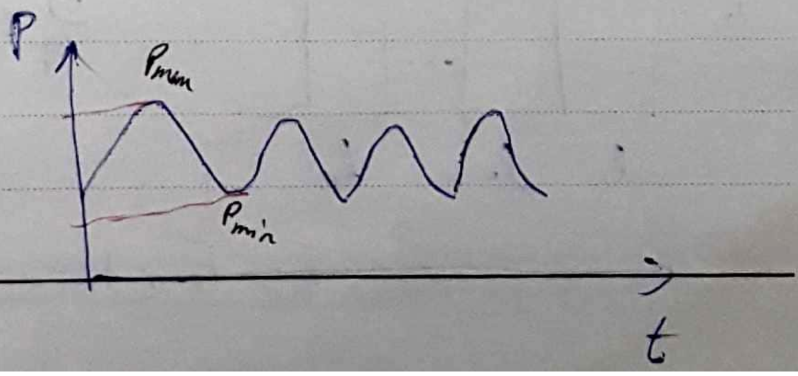
تک مجهول ⇐ l_3

↓

عمر باقیمانده یک بارگذاری P_3

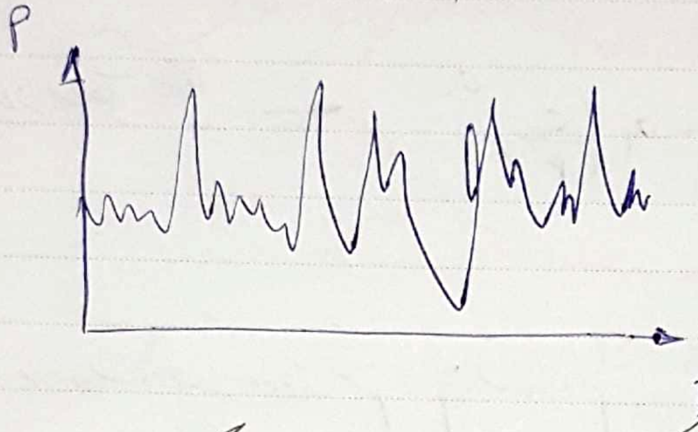


۲) بارگذاری پیوسته نسبت به زمان:



$$P_{eq} = \frac{2P_{max} + P_{min}}{3}$$ → تقریبی بدست آورده *

۳) بارگذاری رندوم :



بعضی از انواع سرویس‌ها رو ببینید که در اثر پدیده‌ای در صنعت با همین بارگذاری مواجه هستیم.

برای مطالعه و حل این مشکل از فیلتر استفاده میکنن یا از سیکلها استفاده میکنن

یا در سیکل هم شمرده میشه بعد نرم افزار میگه این ورودی از چند بار رو بیست است

با یکسری برنامه‌ها هست که این کار و شناسایی میکند.

خلاصه اینکه باید با یکسری ابزارآلات این نوع بارگذاری را به بارگذاری نوع ۱ و ۲ تبدیل کنید.

* البته به تخمین هم میشه زد و اونم اینکه Max و Min رو بیاریم و مانند نوع ۲ با کشش رفتار کنیم.

* اگه ارتعاشات زیاد باشه و بارگذاری با خیلی زیاد باشه که اصلن نباید به سمت بلبرینگ رفت ← لغزشی ✓

* ضریب بارگذاری : (K_L) اصلاح بار

$P' = K_L P$ ← بار معادل به دست آمده

بار اصلاح شده

* ضریب دمایی : (K_t) اصلاح بار دینامیکی

$C' = K_t C$

C جدید اصلاح شده

ثابت بار دینامیکی ما از طریق جدول

اگه دما بره بالا ↑ ، C میاد پایین ↓

Subject
Date

اگه ربا تعمیر کنه، C هم دیگه عوض نمیشه SLF نسبت به درطالوبه ← تا جدید نشه C

بعد از اصلاحات ← $$L = a_1 \left(\frac{c'}{p'}\right)^{a}$$ ← مهم

* در صورت وجود تسمه در سیستم:

تسمه تایم ← $k_L = 1.1 - 1.3$

تسمه V شکل ← $k_L = 1.2 - 2.5$

تسمه تخت ← $k_L = 1.5 - 4.5$

تسمه تایم ← برای زمانبندی

تسمه تخت ← جهت انتقال توان دائم

تسمه V شکل ← متداول‌ترین تسمه

* روی بلبرینگ‌هایی که شفت آنها به تسمه متصل است *

* این k_L ها با هم همپوشانی دارند. یعنی در نهایت شمای طراح باید یه عدد k_L در نظر بگیری.

مثلا ماکزیمم رو در نظر بگیرید به عنوان بدترین شرایط.

* معمولاً P رو از سازنده بدست میاریم ولی هرچی بهش بدن (به عنوان طراح باید پیش‌بینی کنیم!)

مثلا ماشین رو باید ۸ سال کار کنه، شما به عنوان طراح باید پیش‌بینی کنید هر بلبرینگش

چقدر دوام میاره، چه وقت باید تعویض کنه

PAPCO

Subject
Date

تخمین عمر

① عمر مورد انتظار بر اساس سفارش
② " " " " تجربه

سرعت شفت ($\frac{دور}{دقیقه}$)

$$L_{(برحسب\ دور)} = L_y \times D \times n \times H \times N \times 60$$

L_y ← عمر برحسب سال

D ← ۲۵۰ روز

n ← تعداد شیفت کاری

H ← ۸ ساعت

← بستگی به نوع طراحی ماشین دارد

عمر شما مثلا ۶ ماه (۲ سال از سال تجربه ...)

D بستگی به نوع طراحی شرکت سازنده دارد و روز عمل و مالی

تعداد روز کاری سال در ۲۵۰ روز میگیرند. (D = ۲۵۰ روز)

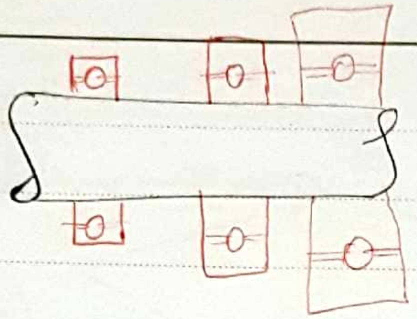
تخمین عمر بر اساس سفارش ⟹

$$L(mrev) = L_y \times D \times n_{shift} \times H \times N \times 60 \times 10^{-6}$$

L_y ← سال
D ← ۲۵۰ روز
n_{shift} ← شیفت کاری
H ← ۸ ساعت
N ← سرعت شفت به دقیقه
60 ← ثانیه
10^{-6} ← میلیون دور

" " " تجربه ⟹ جدول

Subject
Date



نام گذاری یاتاقان‌های غلتشی .

طبق استاندارد SKF نام‌گذاری یاتاقان از ۵ عدد تشکیل می‌شود.

X X X X X

نوع یاتاقان

ارتفاع (یا) عرض یاتاقان شعاعی و ارتفاع یاتاقان‌های کف گرد

ارتفاع شعاعی یاتاقان

قطر شفت (قطر رینگ داخلی)

$\frac{d}{5}$

$d\geq 10$

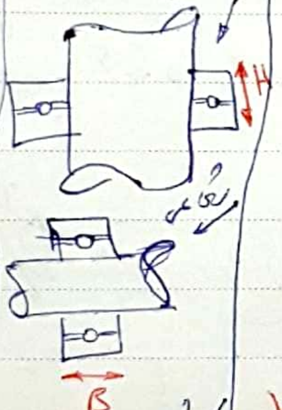
مثلاً اگه ۶ باشه بلبرینگ ساده است

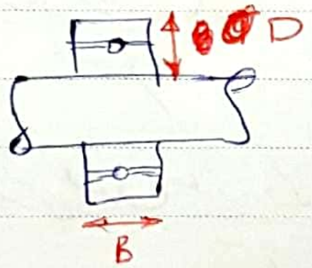
یا ۷ باشه بلبرینگ تماسی است .

یا ۵ باشه کف گرد هستن

یا ۲ و ۳ و ۱ غلتکی هستن

یا ۰ باشه بلبرینگ ساده ۲ ردیفه است





۷, ۸, ۹, ۰, ۱, ۲, ۳, ۴

کوچکترین عرض ۸ هم بعد ۰ و ۱ و ... و ۶

برای ارتفاع یاتاقان‌های کف گرد کمترین ارتفاع ۷ هم بعد ۹ بعد ۱ بعد ۲

اگه قطر شفت از 10mm کمتر باشه

برای اون ۲ رقم همونو می‌نویسیم.

000/03 ⟵ قطر ۱۷

/02 ⟵ قطر ۱۵

/01 ⟵ قطر ۱۲

/04 ⟵ ۲۰ "

مثلاً قطر شفت 4mm باشه : 000/4

" " " 10mm باشه : 000/00

$d\geq 20$: $000/\bigcirc = \frac{d}{5}$ ⟵ مثلاً قطر ۲۲ ⟵ همون ۲۲ رو می‌نویسیم

Subject
Date

این تعرک‌ها

ولی به صورت عمومی همه قطر که رو ندارم. یعنی خیلی خاص هستش و متداول نیستش.

قطر ۲۵ میلی‌متر ⟵ ۰۰۰۲۵

قطر ۵ میلی‌متر ⟵ ۰۰۰/۵

نداریم همچین قطرک قطر ۱۴ —

مثال : پاتال : ۴۲۸۰۴

بلبرینگ ساده عرضش ۲ سانت و ارتفاعش ۸ سانت

و قطرش (قطر داخلیش) ۲۰ میلی‌متر.

* رقم دوم و سوم کلاس باری رو نشون میده. یعنی اگه دیدین اون بلبرینگ در نظر گرفته شده

جواب نمیده، میشه این سری ابعادی (کلاس باری) رو تغییر داد. (این اولین کاریه که باید بکنیم)

یعنی اگه بلبرینگ ساده جواب نداد، برید اول کلاس باریشو عوض کنید (عرض و ارتفاعش رو عوض کنید)

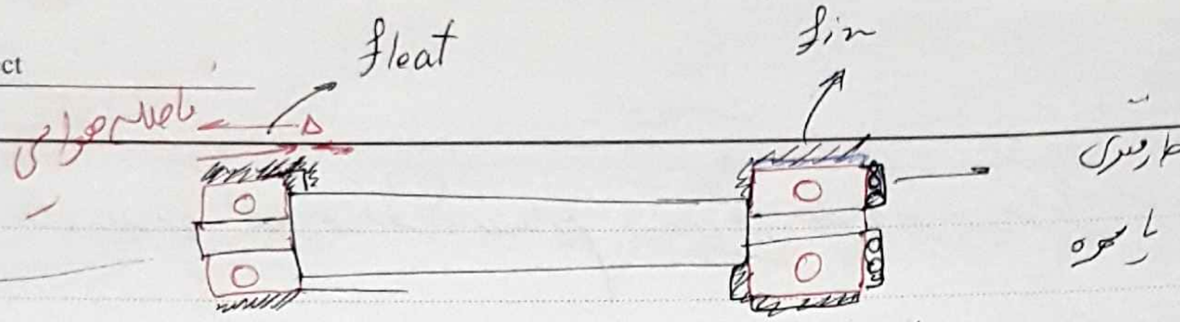
بازم جواب نداد، بعد قطر داخلیش رو عوض کنید، بازم جواب نداد اونوقت نوع یاتاقان را عوض کنید.

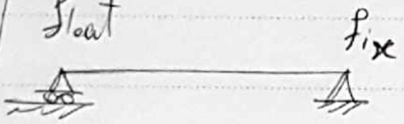
الگوریتم انتخاب یاتاقان غلتشی:

۱) محاسبه قطرکلی تویی در محل یاتاقان (طراح سفت)

۲) انتخاب نوع یاتاقان fix یا float یعنی یاتاقانها، معمولاً یاتاقان با قطر بالاتر (تحمل بار بیشتر)

fix است و دیگری float است.

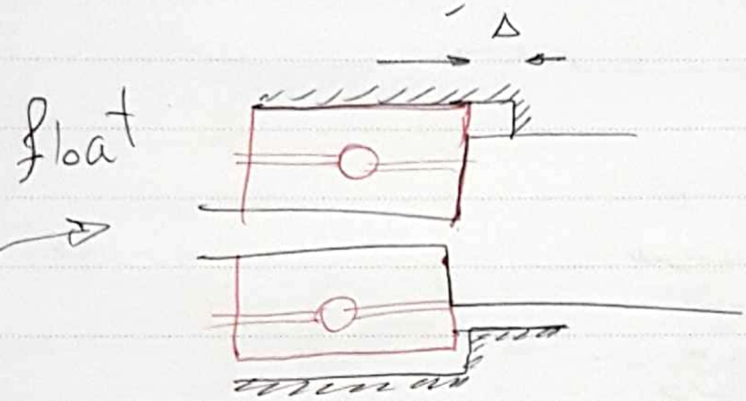




یکی از یاتاقان‌ها را fix میبندیم و دیگری را float ←

به این معنی که دو طرف یاتاقانی که می‌خواهیم fix اش کنیم رو با مهره یا خار فنری ببندیم.

(دو تا دورش رو ببندیم)



* fix و float رو باید در طراحی تعیین کنیم.

۳) با استفاده از بارهای معادل اعمال شده بر یاتاقان‌ها (P) و عمر مورد انتظار (L)، می‌توان ظرفیت بار دینامیکی مورد نیاز را (C) محاسبه کرد.

$$C_{\text{مورد نیاز}} = L^{1/a}(k_L P)$$

۴) مراجعه به کاتالوگ SKF و انتخاب یاتاقان مورد نیاز به طوری که ظرفیت دینامیکی مورد نظر (C) را بتواند ارضا کند.

$\left(C_{\text{یاتاقان انتخابی}} \gg C_{\text{مورد نیاز}} \right)$ → اگر این بود okeye

→ نبود ← باید انتخاب بعدی رو چک کنیم

* اول میایم قطر رو انتخاب می‌کنیم بعد C اش رو پیدا می‌کنیم می‌بینیم از C محاسبات ما بیشتره یا نه

اگه اون نبود چه کنیم؟ اگر C انتهایی < C مورد نیاز :

اولین کار: ۱. کلاس ابعادی رو تغییر بدیم. (بدون تغییر قطر شفت و نوع بلبرینگ)

اگر جواب نداد ↓

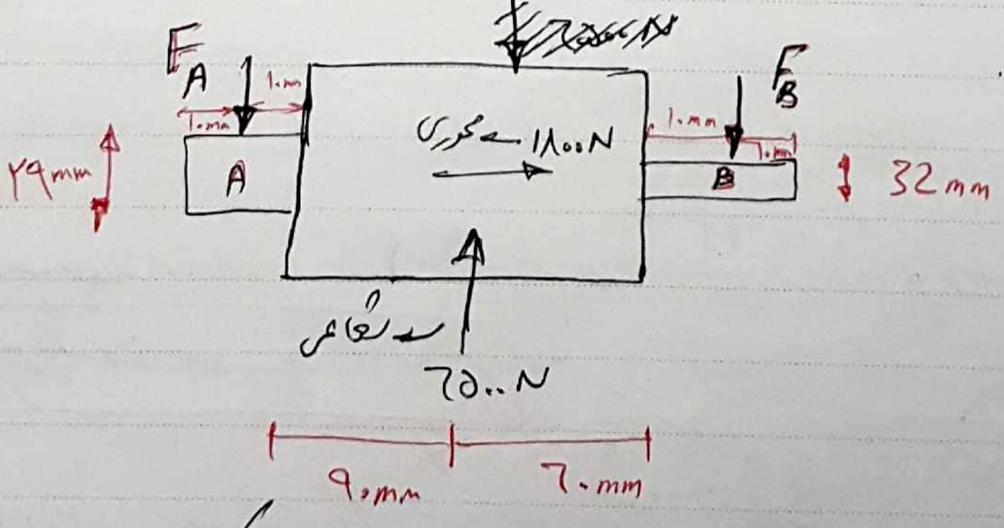
۲. تغییر قطر (آخرین)

بازم ↓

۳. تغییر نوع یاتاقان

دقت: با تغییر نوع یاتاقان محاسبات عوض میشه و C انتهایی > C مورد نیاز برقرار است.

مثال: در روی شفتی که قرار است با سرعت 2880 rpm دوران کند، چرخدنده‌ای کاری نصب است. مطلوب است تعیین نوع یاتاقان‌های غلتشی مناسب با عمر مورد انتظار ۱۰ سال روزی ۲ شیفت کاری ۸ ساعته در روز.



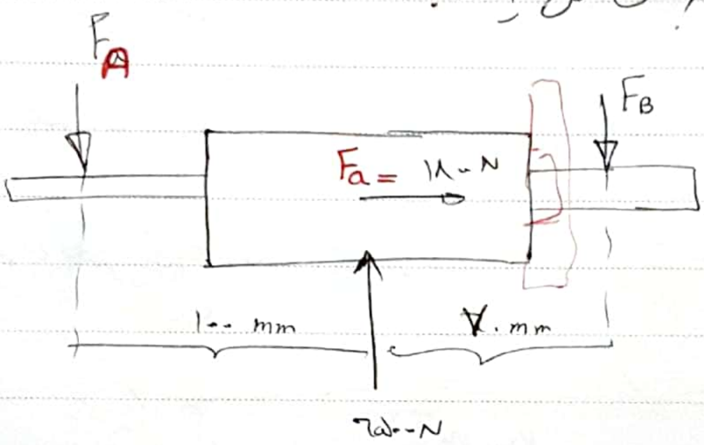
قبلا طراحی شفت انجام شده و الان می‌خواهیم یاتاقان‌ها رو انتخاب کنیم.

حل، گام ۱: طراحی شفت ـــ به طراحی شفت ـــ $d = ۳۲\text{mm}$ و ۲۹mm

گام ۲: انتخاب fix و float ، B رو fix می‌گیریم چون قطرش بزرگتره

و A رو float می‌گیریم.

گام ۳: محاسبه عکس‌العمل یاتاقان‌ها:



گشتاور حول B:

$$F_A = \frac{۷۰}{۱۷۰} \times ۶۵۰۰ = ۲۶۷۶٫۴ N$$

$$F_B = ۳۸۲۳٫۵۳ N$$

خب حالا بلبرینگ رو انتخاب می‌کنیم. اولین انتخاب (طراح!) ← بلبرینگ ساده

* انتخاب خود را از یاتاقان fix شروع می‌کنیم چون شرایطش بدتره (البته این جواب بعد از حل معلوم می‌شه).

** تمام بلبرینگ‌های دو طرف یکسان باید باشن

یاتاقان B (fix)

هم نوع

** یا تمام دو طرف شفت باید رولر بیرینگ یکسان باشه

** ~~فقط یک استثنا وجود داره؛ یک طرف بلبرینگ ساده و طرف دیگه رولر بیرینگ ساده باشه~~

Subject
Date

صفحه 325 و 326 کاتالوگ:

برای یاتاقان B : در کاتالوگ ۳۲ نداریم ← d = 32mm

(صفحه 326)

ولی ۳۰ و ۳۵ رو داریم

باید ۳۵ رو در نظر بگیریم.

⇐ بلبرینگ ساده با قطر 35mm ← کد یاتاقان: ?

برای انتخاب یاتاقان با قطر ۳۵، C مهمه (ضریب بار دینامیکی)

ولی چون ما C دیدی نداریم قبل از حل مسئله مجبوریم به یاتاقان دلخواه انتخاب کنیم

هرچی به سمت پایین بیایی کلاس باری بیشتر میشه

← کد انتخابی: 6007 ← (مرسی) (عشق)

ساده ← 6 ، $V_{AB} = d = C_5$ ← 7

نتیجه: هیچ ایرادی به ما هم نداریم دیگه ☺

طبق جدول ↓ ، ستون آخر ↓

$C_0 = 10200\ N$, $f_0 = 15$ ⟶ $f_0 \frac{F_a}{C_0} = 15 \times \frac{1800}{10200} = 2{,}65$

بار محوری

* (بلبرینگ fin همه بار محوری رو کار می‌گیرد)

حال به جدول صفحه بعد مراجعه می‌کنیم ستون اول $f_0 \frac{F_a}{C_0} = 2{,}65$

ولی 2,65 رو در جدول نداریم ← میان‌یابی می‌کنیم

Subject
Date

* ۲٫٦۵ خاص هست که در جدول دیتا بار نیست.

$f_0 \frac{F_a}{C_0} = ۲٫۲۵$ → $e = ۰٫۳۷$, $X = ۰٫۵۶$, $Y = ۱٫۲٤$

طبق جدول ۱:

$$P = XF_r + YF_a$$

جدول ۲:

$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r$

$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P = XF_r + YF_a$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{۱۸۰۰}{۳۸۲۳} = ۰٫٤۷ > ۰٫۳۷ \rightarrow P = XF_r + YF_a$$

$= (۰٫۵۶)(۳۸۲۲) + (۱٫۲٤)(۱۸۰۰)$

$$P = ٤۳۷۲٫۹ \text{ N}$$

حالا عمر را هم باید حساب کنیم:

$L_{\text{مورد نیاز}} = ۱۰ \times ۲۵۰ \times ۲ \times ۸ \times ۲۸۸۰ \times ٦۰ \times ۱۰^{-٦} =$ ٦۹۱۲ میلیون دور

(MReV) = میلیون دور

$C_{\text{مورد نیاز}} = L^{۱/۳}(k_L P)$ → $C = ۱۰۸۲۸۸٫۱ \text{ N}$

L → ٦۹۱۲، k_L (ضریب) → ۱٫۳، P → ٤۳۷۲٫۹

ظرفیت بار دینامیکی مورد نیاز

PAPCO

حالا برویم سراغ بالوب ؛ $C_{6007} = 16800\ N$ X تامین نمی‌کند

C مورد نیاز خیلی بیشتر از C_{6007} هست X

اولین کار: تغییر طول یاتاقان: نمی‌توانیم زیرا

در قطر ۳۵ ماکزیمم C که وجود داره ۵۵۰۰۰ رو تامین نمی‌کنه به بارم که

۲ ← قطر رو تغییر میدهیم ← ۳۵ شد ۶۰ طرح خیلی عوض شد.

(حساب کنید می‌بینید با قطر ۵۵، C مورد نیاز ما را هیچ C ای تامین نمی‌کند).

۳ ← یاتاقان رو عوض کنیم. (از بلبرینگ‌ها نمیریم رو رولربرینگ چون گرون ترن)

⇐ بعد از بلبرینگ‌های ساده به بلبرینگ‌های فشنگی روی می‌آوریم. (تماس زاویه‌ای)

* در قسمت محاسبه e و P دیدید که ۲٫۱۲۴ شد ← یعنی بار محوری قابل توجه است

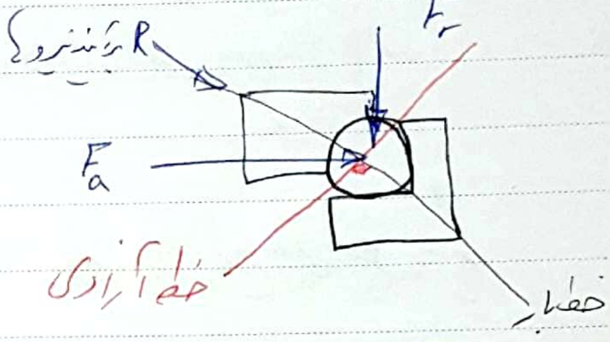
⇐ بلبرینگ فشنگی بسیار مناسب است

Subject
Date

در بلبرینگ های فنجانی و رولربرینگ های مخروطی ۲ چیدمان داریم:

۱) رو به رو (face to face)

۲) پشت به پشت (back to back)



face to face ← از امتداد خطوط آزادی شکل تشکیل میشه. در این طرح fix و float نداریم. با مهره نشون روبرو میشیم.

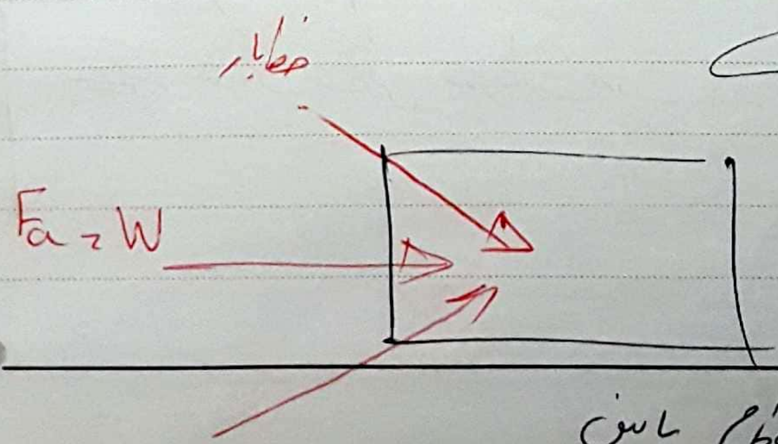
← (خارزنی) می‌توان استفاده کرد اگر نیاز به پیش بار داریم ← مهره استفاده میکنیم

حالا دو با مهره بالا ← طول سفت تر میشه

← پیش بار زیاد میشه ← fitting بیشتر میشه ← پایداری بیشتر میشه ولی استحکام پایین میاد

زمانی این چیدمان خوبه که به پایداری ابعادی لازم داریم ولی استحکام پایینه

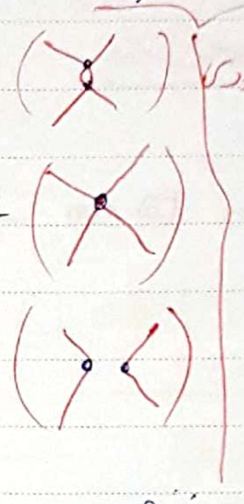
طرح های با دقت ابعادی بالا و استحکام پایین



پایداری و استحکام پایین

چیدمان پشت به پشت : اینجا هم حرارتی می‌توان استفاده کرد ← مهره استفاده می‌کنیم

امتداد خطوط آزادی



1: طول شفت نسبت به یاتاقان کوتاه باشد.

2: 〃 〃 بلند 〃 مساوی 〃.

3: طول شفت نسبت به یاتاقان بلند باشد.

چون افزایش دما داریم ← 1. افزایش طول شفت کمتر از افزایش عرض یاتاقان است

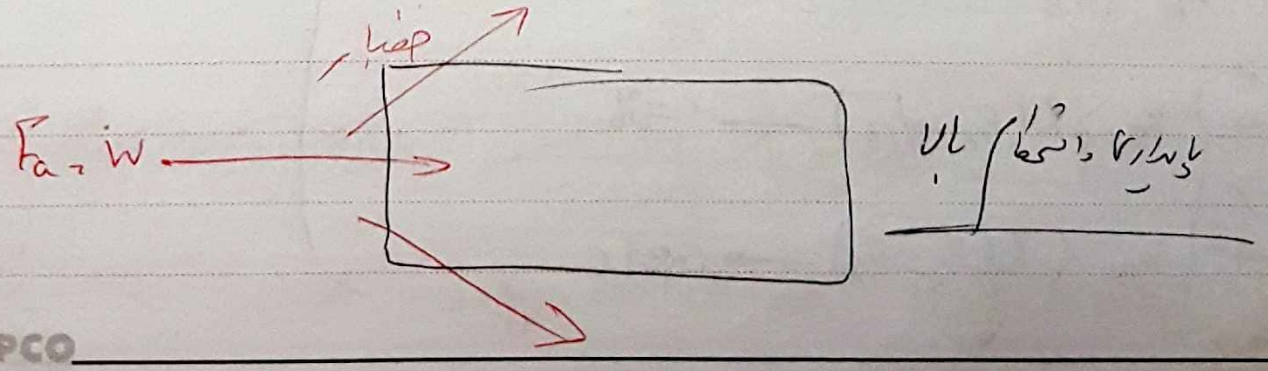
← پیش بار افزایش پیدا میکند

2. افزایش طول شفت برابر عرض یاتاقان است و پیش بار تغییر نمی‌کند.

3: $\Delta l_{\text{شفت}} > \Delta B_{\text{یاتاقان}}$ ← باعث لقی محوری میشه ← مهره رو باید مجدداً سفت کنیم.

نتیجه ← طرح چیدمان پشت به پشت از لحاظ انجام اعمال شرایط خوبی ندارد

و در این طرح با دقت اعمال بالا مناسب نیست.



Subject

Date

حال با انتخاب محور میرویم : جدول دوم : بلبرینگ شعاعی

(صفحه ۵۰۸) ← 7307 BEP ← جدول از کاتالوگ SKF

$d = ۳۵\,mm$ ←جدول← $k_a = ۱۸۰۰\,N$ (بار محوری وارد بر شفت)

$F_{r_A} = ۲۴۶۷۶\,N$

$F_{r_B} = ۳۸۲۳\,N$

$C_{7307} = ۳۹۰۰۰\,N$

(صفحه ۴۹۶) ← ① چیدمان طرح : با face to face را انتخاب می‌کنیم ← (دقت ابعادی اهمیتی ندارد طرح از استحکام بیشتر)

② Case 1 یا Case 2 ؟ جهت نیروی محوری (محوری) ← اول را انتخاب می‌کنیم

Case 1a یا Case 1b یا Case 1c !؟

در طرح ما: $F_{r_A} < F_{r_B}$ ← Case 1c یا Case 1b !؟

اگر: $k_a \geq R(F_{r_B} - F_{r_A})$ ← Case 1b

اگر: $k_a < R(F_{r_B} - F_{r_A})$ ← Case 1 C

مثبت

PAPCO

Subject
Date

حالا R چنده؟ جدول موضوع بهمون داده. R بر حسب K_a/C بارگذاری

$\rightarrow \frac{1800}{39000} = 0.046 \longrightarrow R = 0.87$

$K_a \bigcirc R(F_{rB} - F_{rA}) \longrightarrow 1800 \bigcirc 0.87(3823 - 2276)$

$1800\ N > 997.89\ N \longrightarrow$ **Case 1b** ✓

این دو معادله کمک کنه که F_{aB} و F_{aA} رو پیدا کنیم.

Case 1b: $F_{aA} = R F_{rA} = (0.87)(2276) = 2328.12\ N$

$F_{aB} = F_{aA} + K_a = 4128.12\ N$

بار معادل رو هر کدوم از یاتاقان‌ها:

$\rightarrow P_{\text{معادل}} = ?$ $\xrightarrow{\text{جدول اول فشنگی}}$ $\frac{F_a}{F_r}$? 1.14

$\xrightarrow{\text{برای } B \text{ یاتاقان}}$ $\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = \frac{4128.12}{3823} = 1.08 < 1.14$

~~$P_B = 3823 + (0.55)(4128.12)$~~ $\longleftarrow$ ~~$P_B = F_r + 0.55 F_a$~~

$P_B = 3823\ N \longleftarrow P = F_r$

P4PCO

Subject

Date

۹۴۶۷۰ N

$C_{\text{مورد نیاز}} = L^{1/3}(K_L P) = (۶۹۱۲)^{1/3}(۱٫۳ \times ۳۸۲۳) =$ ~~[illegible]~~

(میلیون دور)

حالا بریم ببینیم کدوم C در جدول انتخاب مناسبه ← $C_{7307} = ۳۹۰۰۰$ بود که کمه واقعاً

$۹۴۶۷۰ > ۳۹۰۰۰$ ✗

حالا: گام ۱: تغییر ظاهری بار ← ✗

گام ۲: قطر ← ✗ ← تا ۹۵ بریم جلو جواب نمیده

حتی تا ۹۵ هم!! ☹ ☹

گام ۳: تغییر نوع یاتاقان ← (-_-)

← بریم سراغ رولربرینگ ها: (تیپ شعاعی جواب نمیده ← هیچ بلبرینگ شعاعی‌ای جواب نمیده)

ولی ما حالا برای روند آموزش بلبرینگ شعله‌ای را انتخاب می‌کنیم. (صفحه 554)

مثلاً کد انتخابی 23.07 (برای یاتاقان B مقطع comm)

$\longrightarrow C_{23.07} = ۳۹۷۰۰\ N$ و $e = ۰٫۴۶ ,\ Y_1 = ۱٫۴۵ ,\ Y_2 = ۲٫۱$

$\frac{F_a}{F_r} \ ?\ e \longrightarrow \frac{F_a}{F_r} = \frac{۱۸۰۰}{۳۸۲۳} = ۰٫۴۷ > ۰٫۴۶$

$P_B = (۰٫۶۵)(۳۸۲۳) + (۲٫۱)(۱۸۰۰) \longleftarrow P = ۰٫۶۵ F_r + Y_2 F_a$

PAPCO

$\Longrightarrow P_B = ۶۲۶۵\ N \longrightarrow C_{\text{مورد نیاز}} = (۶۹۱۲)^{1/3}(۱٫۳ \times ۶۲۶۵) =$

۱۵۵۱۴۳ N

Subject
Date

* فقط رول شفت هایی بلند که خیز زیادی دارند باید بررسی شود A *

C مورد نیاز ? $C_{23.7} << C_{\text{مورد نیاز}}$

گام ۱: تغییر کلاس باری ← X

گام ۲: قطر ← تا ۹۵ باید بره جلو تا جواب بده گام ۳ هم !!

" ۳: تغییر نوع یاتاقان

⇐ میریم سراغ رولر برینگ ها

چون بار محوری داریم + قابل توجه هم هست ← رولر برینگ استوانه ای و استوانه ای مناسب نیست

⇐ رولر برینگ مخروطی ✓

* هم رول A و هم رول B رو باید همزمان با هم انتخاب کرد چون به هم وابسته هستند.

face to face ←

d = 29 mm; ←(قطر 30 در جدول) مدل 323.06/J2/Q : A یاتاقان ← (824) صفحه

d = 32 mm; ← 323.07/BJQ2 : B یاتاقان ← (826) "
(قطر 35 در جدول)

رول A $\begin{cases} C_{323.06} = 64400\ N \\ e = 0.31 \\ (Y)_A = 1.9 \end{cases}$ ، رول B $\begin{cases} C_{323.07} = 93500\ N \\ e = 0.54 \\ (Y)_B = 1.1 \end{cases}$

PAPCO

Subject (بار محوری به سمت یاتاقان زیر است)

Date

جبل ← face to face → Case 1 ✓ (چون بار محوری به سمت راست است) / → Case 2

Case 1a یا Case 1b یا Case 1c ?

$$K_a = ۱۸۰۰\,N > ۰٫۵\left(\frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A}\right) = ۱۰۳۳٫۵\,N$$

⟹ **Case 1b** ✓

A (بار محوری روی یاتاقان) ⟶ $$F_{aA} = \frac{۰٫۵\,F_{rB}}{Y_A} = \frac{(۰٫۵)(۳۸۲۳)}{۱٫۹} = ۱۰۰۶\,N$$

B (بار محوری روی یاتاقان) $$F_{aB} = F_{aA} + K_a = ۱۰۰۶ + ۱۸۰۰ = ۲۸۰۶\,N$$

معادل $P = ?$

A → $$\left(\frac{F_a}{F_r}\right)_A \bigcirc e \longrightarrow \frac{۱۰۰۶}{۲۶۷۶} = ۰٫۳۷ > ۰٫۳۱$$

B → $$\left(\frac{F_a}{F_r}\right)_B \bigcirc e \longrightarrow \frac{۲۸۰۶}{۳۸۲۳} = ۰٫۷۳ > ۰٫۵۴$$

$$\longrightarrow P_A = (۰٫۴)(۲۶۷۶) + (۱٫۹)(۱۰۰۶) = ۲۹۸۱٫۸\,N$$

$$\longrightarrow P_B = (۰٫۴)(۳۸۲۳) + (۱٫۱)(۲۸۰۶) = ۴۶۱۵٫۸\,N$$

$$\longrightarrow C_A \text{ (نیاز)} = (۶۹۱۲)^{۳/۱۰}(۱٫۳ \times ۲۹۸۱٫۸) = ۵۴۹۹۲\,N$$

$$C_B \text{ (نیاز)} = (۶۹۱۲)^{۱/۳}(۱٫۳ \times ۴۶۱۵٫۸) = ۸۵۱۲۸\,N$$

PAPCO

$C_{A_{2306}} = ۶۴۴۰۰ > ۵۴۹۹۲$ ✓ okeye

$C_{B_{2307}} = ۹۳۵۰۰ > ۸۵۱۲۸$ ✓

* اگر پلیش اول نبود همون ۲ دونه رو تغییر بدید.

فصل ۳: انتقال قدرت (توان).

در مکانیک ما توان دورانی داریم: توان $= I \times \omega$ اما توان خطی $P = F.V$ بود.

با ۳ دسته وسیله داریم برای انتقال توان:

۱. تسمه و پولی
۲. زنجیر و چرخ زنجیر
۳. چرخدنده‌ها

چه موقع از کدام استفاده کنیم؟!

برای انتقال گشتاور بین محورها ⟵ (اولویت) ۱. چرخدنده > ۲. زنجیر > ۳. تسمه

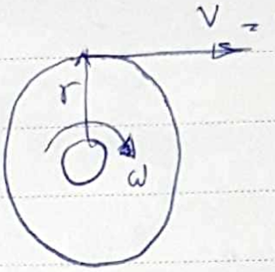
(سرعت زنجیر و چرخدنده برابر است) نسبت سرعت بین محورها ⟵ ۱. ... > ۲. تسمه > ۳. زنجیر

نتیجه ⟵ برای انتقال سرعت و گشتاور بالا، چرخدنده‌ها بهترین اند.

* برای انتقال قدرت بین محورها با فواصل بالا، دقت نصب پایین تر و نصب ساده تر

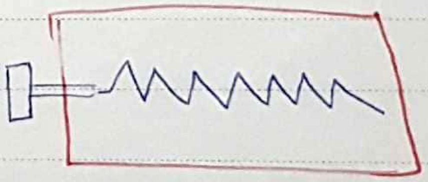
تسمه ها و زنجیرها کاربردی تر هستند.

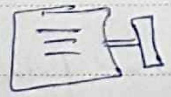
(سرعت مطلق و خطی) برای سرعت محورها: ۱) تسمه = ۲) چرخدنده ها ۳) زنجیر



کم سروصدا: ۱) تسمه ها ۲) چرخدنده ها ۳) زنجیر

مثال: دستگاه خمیرزن پنیر عالی. چگونه نیرو و توان را انتقال بدهیم؟!



منبع توان 

ایده ۱: یه تسمه ببندیم بین محور موتور و دستگاه ← مشکل: گشتاور زیادی را انتقال نمیدهد

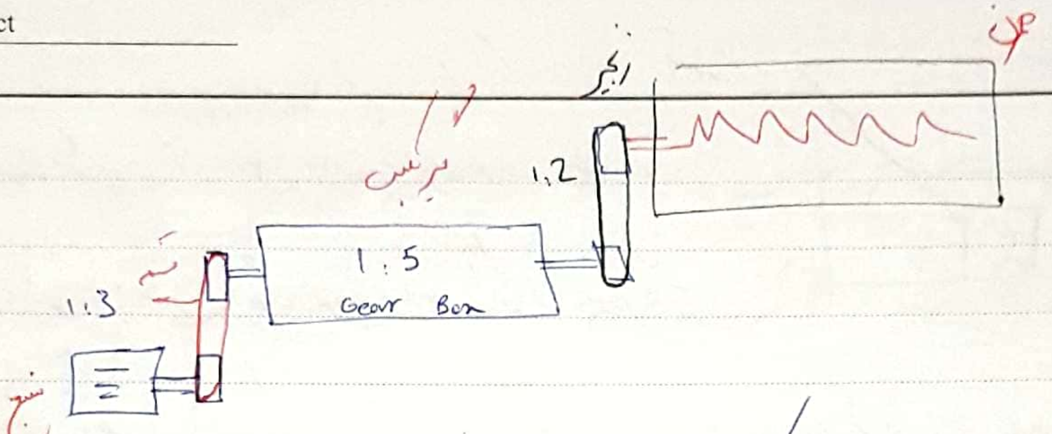
ایده ۲: سرعت منبع که بالاست ← در یک مرحله سرعت رو مثلاً ۱/۳ می‌کنیم با تسمه (گشتاور رو ۳ برابر میکند)

بعد از یک چرخدنده استفاده می‌کنیم که سرعت رو ۱/۵ کند و گشتاور رو ۵ برابر. بعد هم یه از یک زنجیر استفاده

می‌کنیم که سرعت رو ۱/۲ کند و گشتاور را ۲ برابر.

Subject
Date

Subject
Date



* نسبت تبدیل رو در انتها $\frac{1}{3}$ ام کردیم، به صرفه نیست برای این نسبت تبدیل فقط چرخ دنده استفاده کنیم.

* نقطه ضعف زنجیر و چرخ زنجیر سرعت است که در سرعت های خیلی پایین فقط قابل استفاده است.

* تسمه بسیار ارزان است و اگر قرار باشه سرعت و دقت اهمیت نداشته باشه تسمه گزینه بهتری است پس تسمه رو اول استفاده کنید.

تسمه ها:

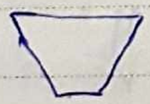
وقتی فواصل خیلی زیاد باشه از تسمه یا زنجیر استفاده می‌کنیم.

به طور کلی سرعت خطی در تسمه ها $10-20\ m/s$ می‌باشد.

انواع تسمه ها: ۱. تسمه تخت (Flat) - ۲. تسمه V شکل (V belt) - ۳. تسمه دندانه‌دار (Timing)

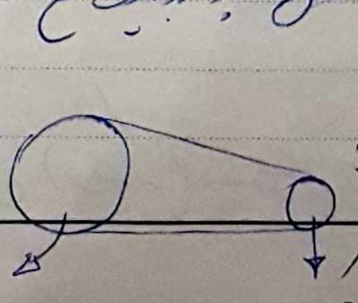
تسمه تخت ساده‌ترین نوع تسمه است که معمولاً با اصطکاک می‌چرخد و کاربرد زیادی نداره.

V شکل پرکاربردترین نوع تسمه است (۹۰٪ جاها) سطح مقطع

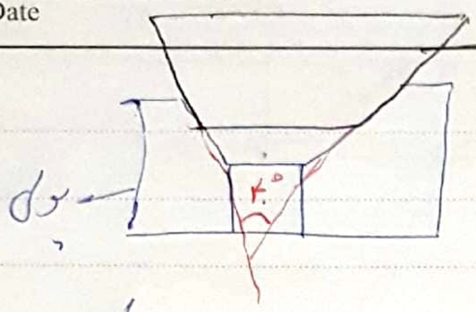


برای تثبیت دورانی پولی از خار و setscrew استفاده می‌کنیم.

برای ثابت کردن در بالا



Subject
Date



تسمه

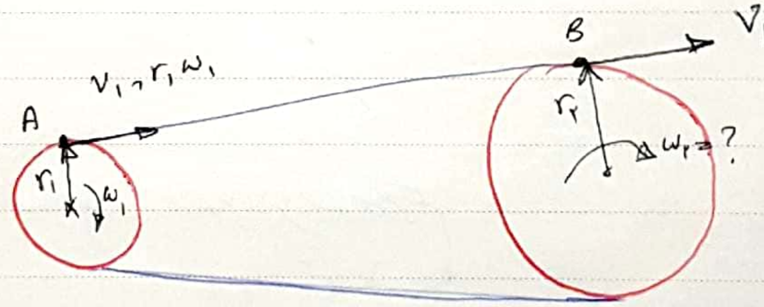
تسمه های V شکل: سطح درگیری حرکت بیشتر.

و اساس اش همان اصطکاک است اما با درگیری بیشتر.

تسمه تایم (تایمینگ): تسمه های دندونه دار هستند و پولی ها هم دندانه دار هستند. به درد موتور خودرو هم دیده ایم. اساس کارش مثل کار های زمان بندی است، و دقت درگیری حرکت بیشتر (از V شکل هم محکم تره)

(نقطه احتراق کاهش - مصرف کاهش ...)

تسمه تایم: مثبت + زنجیر بهتره ← (سر و صدای کمتر - ارتعاش کمتر)



چون غلتش خالص درنظر می گیریم (در واقعیت ۲٪ لغزش داریم)

↓ در نقطه A و B

$(v_1 = v_2)$ ← تسمه روی پولی ها می غلتد.

⇓

$r_1\omega_1 = r_2\omega_2$

⇓

با فرض غلتش خالص (هر چند بین ۲ تا ۵ درصد لغزش داریم)

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{r_1}{r_2}$$

Subject
Date

تسمه V شکل به خاطر سطح مقطعش (ذوزنقه ای) اصطکاکش بیشتره. و گشتاور بیشتری رو انتقال میده

اما به راحتی خم نمیشه (۲ گشتاوری لازمه تا خم شه) وقتی ما حول پولی اون رو خم میکنیم باعث خستگی

تسمه میشه و عمرش کمتر میشه. در نتیجه در تسمه های V شکل محدودیت سرعت داریم (حداکثر ۴۰ m/s)

اما تسمه تخت و تسمه تایم حداکثر سرعت بیشتری دارند چون هندسه شون فرق داره (سطح مقطع مستطیلی)

تسمه تخت (۷۰ m/s) و تسمه تایم (۵۰ m/s) ← علت ارتعاش

	تخت	V شکل	تایم	
حداکثر نسبت تبدیل :	20 : 1	8 : 1	9 : 1	← حداکثر

* (تنها ایراد تسمه تخت اینه که گشتاور زیادی رو نمیتونه انتقال بده) *

* ما علاقه مندیم قطر پولی کوچکتر تا حد امکان کوچک باشد.

	تخت	V شکل	تایم
حداقل قطر پولی :	۴۰mm	۶۰mm	۱۲mm
کاربرد :	تسمه نقاله	متداول در صنعت	سیستم های زمان بندی
عیب :	انتقال گشتاور پایین	میزان خمش محدود	ارتعاش بالا در دورهای طبیعی

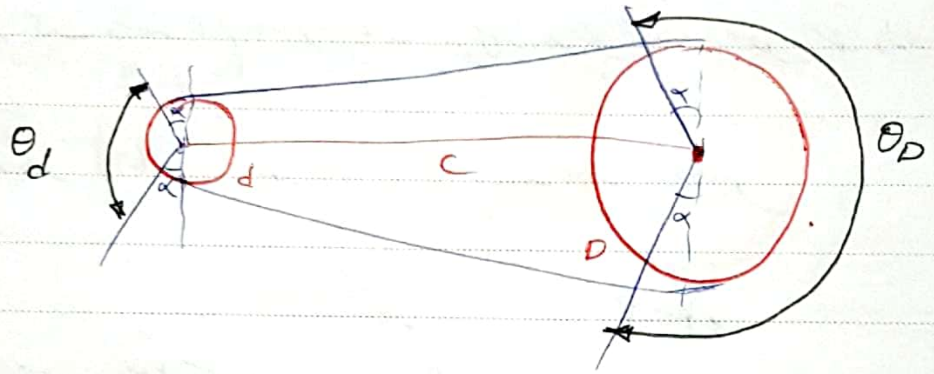
Subject
Date

تسمه تخت : (با فرض لغزش خالص)

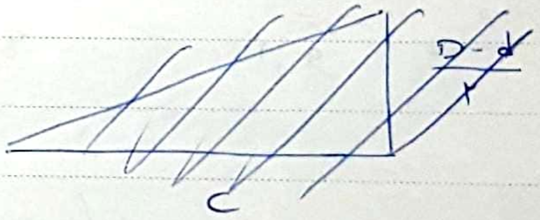
فاصله بین دو محور : C

قطر پولی کوچک : d

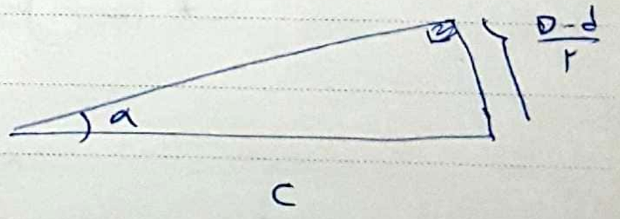
قطر پولی بزرگ : D



$$\sin\alpha = \frac{D-d}{2C}$$



$$\theta_d = \pi - 2\alpha$$



$$\theta_D = \pi + 2\alpha$$

$$L = \frac{\theta_d d + \theta_D D}{2} + 2C\cos\alpha$$

طول تسمه (تسمه تخت)

PAPCO

Subject
Date

فاصله بین دو محور پولی :

$$D < C < 3(d+D)$$

کاربرد:
- برای نسبت سرعت کمتر از ۳ : $C = 1.5d + D$
- ،، ،، بیشتر ،، ۳ : $C = D$

* اگر لغزش داشته باشیم :

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{d_1 + t}{d_2 + t}\left(1 - \frac{S}{100}\right)$$

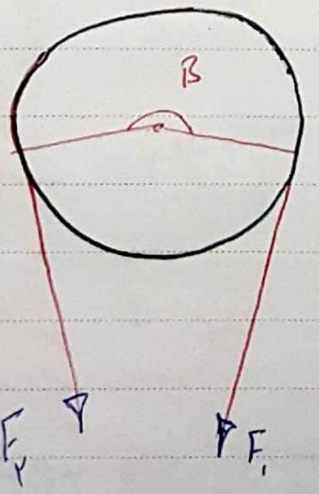
(t: ضخامت تسمه — S: درصد لغزش کل — $\frac{N_2}{N_1}$: نسبت سرعت کل دو پولی ۱ و ۲)

* به اندازه ضخامت تسمه تغییر سرعت داریم.

* احتمال وقوع لغزش در پولی کوچکتر به دلیل تماس کمتر تسمه که بیشتر است.

* ما در طراحی که لغزش خالص در نظر می‌گیریم. (از خطای لغزش چشم پوشی می‌کنیم)

تحلیل نیروی در تسمه‌ها :



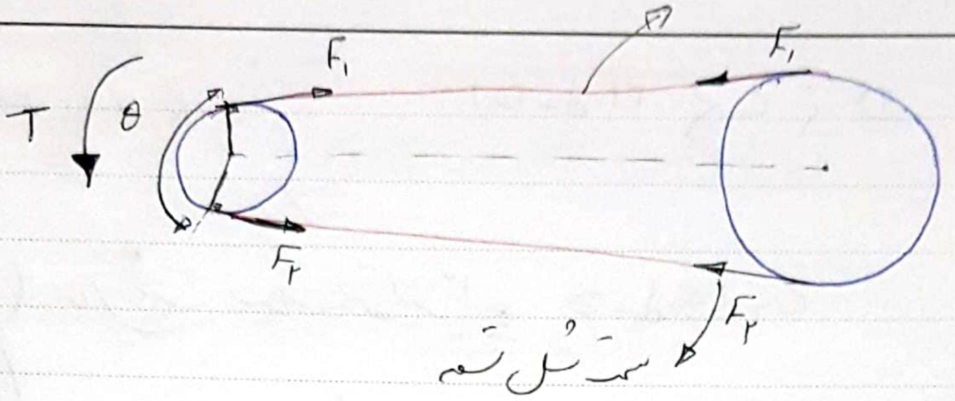
$$F_1 > F_2$$

$$F_1 = F_2 e^{\mu\beta}$$

F_1 و F_2 نیروهایی هستند که به پولی وارد می‌شوند.

Subject
Date

نیروی اعمالی به شفت



نیروی دقیق $F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2\cos\theta}$

اعمالی به شفت

در حالت ایده آل F_2 را برابر صفر در نظر می‌گرفتیم و $F_1 = F$ می‌شد.

اما دقیق تر رابطه بالا است ($F_2 \neq 0$)

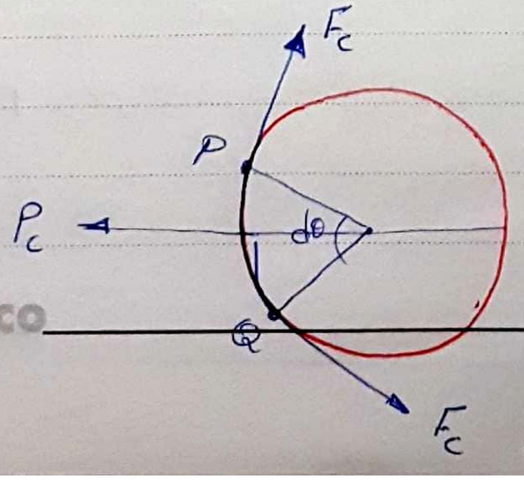
گشتاور در پولی‌ها:

$$\begin{cases} T_d = (F_1 - F_2)\dfrac{d}{2} \\ T_D = (F_1 - F_2)\dfrac{D}{2} \end{cases}$$

$$\frac{T_d}{T_D} = \frac{\omega_D}{\omega_d} = \frac{d}{D}$$

با لغزش بازده ۱۰٪ :

نیروی گریز از مرکز در تسمه‌ها:



$$\frac{F_2 - F_c}{F_1 - F_c} = e^{f\theta}$$

dθ

kg/m کیلوگرم بر متر

نیروی گریز از مرکز $F_c = \rho V^2 A = \bar{m} V^2$

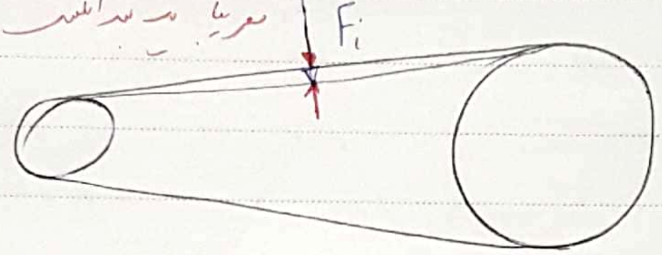
P4PCO

نیروی کشش اولیه : برای نامیدن این اصطلاح باید به پیش کشیدگی در تسمه ای که داشتیم با خاصیت دوری پولی

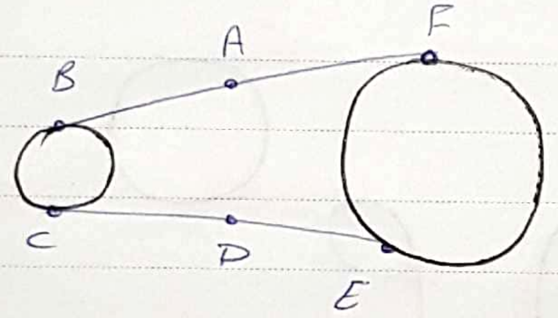
پیش بار $F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} - F_c$

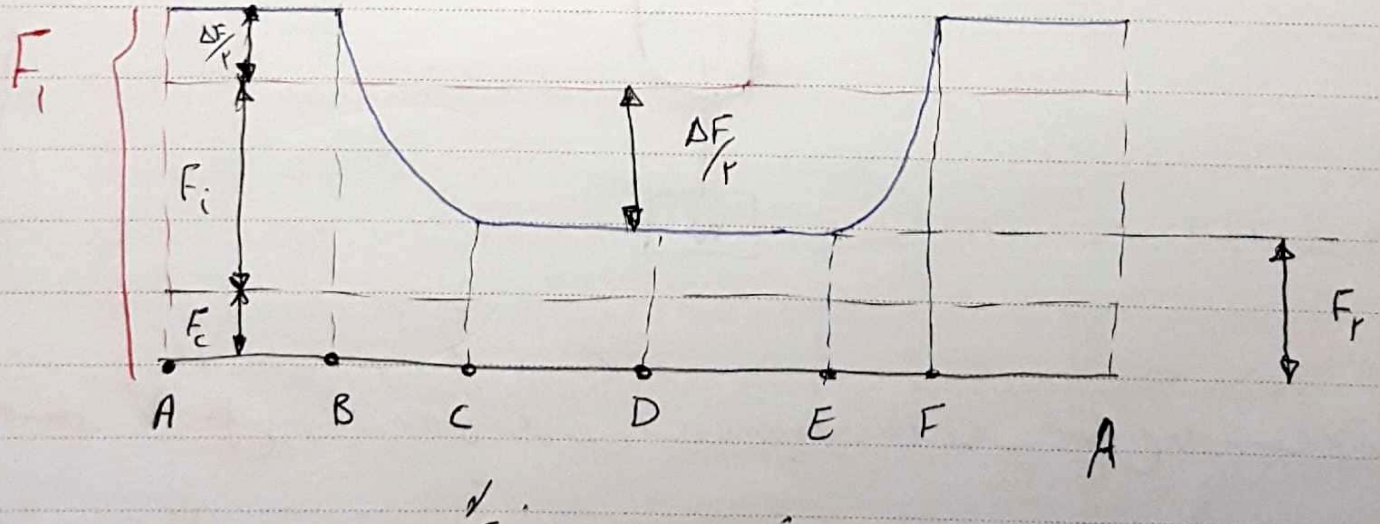
در صورت عملی مقدار فاصله زیر باید به اندازه یک بند انگشت باشد.

تقریبا یک بند انگشت



تغییرات نیرو در تسمه ها :



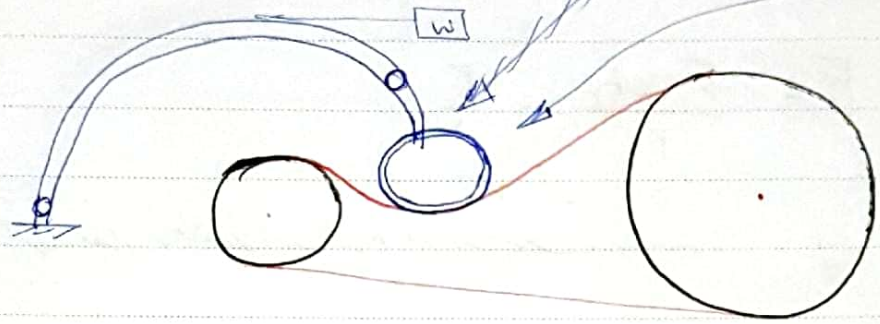


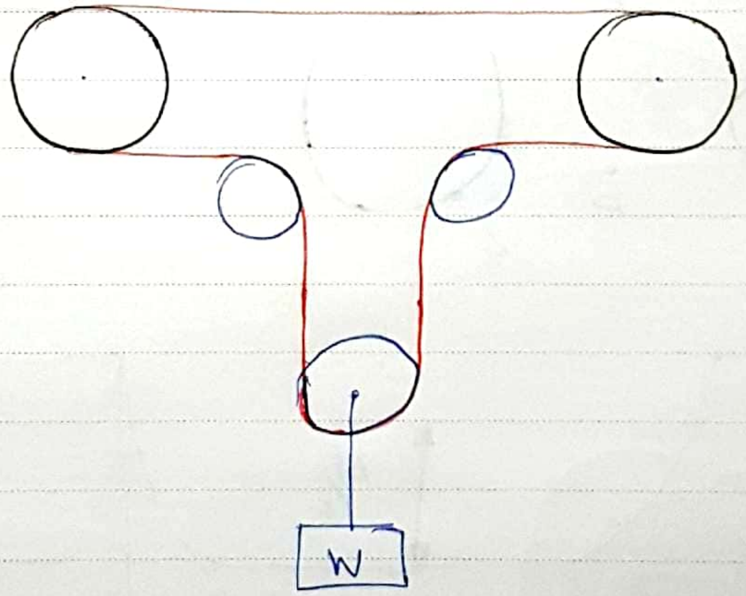
این یعنی نیرو مدام در حال تغییره ⟵ خستگی داریم.

Subject
Date

در تسمه V شکل بیشتر کاربرد داره

تسمه سفت کن : باید پولی هرزگرد یک نیرویی تقریبا ثابت به یک سمت تسمه نیرو وارد کنیم.



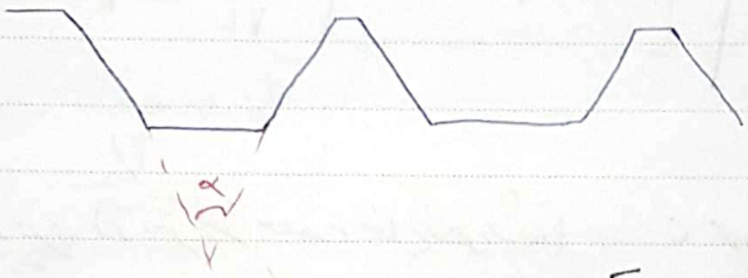


تسمه V شکل : از آنجایی که می‌توان گشتاور زیادی را با تسمه تخت انتقال داد به تسمه های V شکل روی آوردیم.

- در سرعت های کمتر از 20 m/s و نسبت های کمتر از 1 و 8 از تسمه V شکل استفاده می‌گردد.

* در سرعت کمی کمتر از $5\,m/s$ و بیشتر از $25\,m/s$ عملکرد مناسبی ندارند

مقطع تسمه V شکل:



$34° < \alpha < 38°$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\frac{\mu\theta}{\sin\alpha/2}}$$

تجربی بدست آورده:

$\alpha = 30°$; $\mu \simeq 0.5$

$\alpha = 34°$; $\mu \simeq 0.45$

$\alpha = 38°$; $\mu \simeq 0.4$

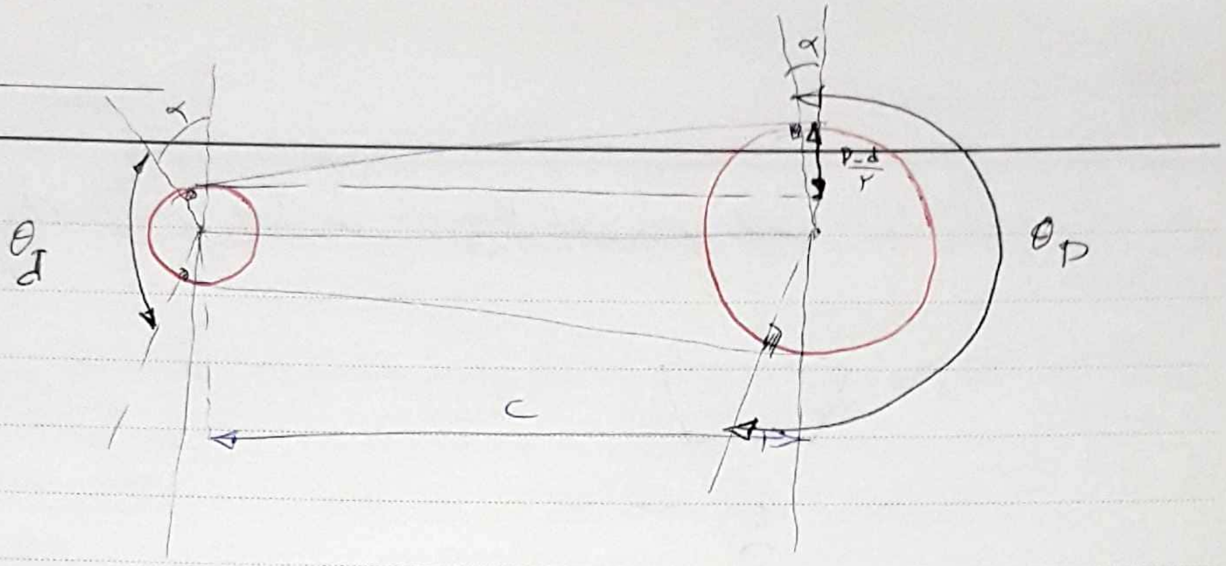
* تسمه V شکل، جنس حساسی است

مشخصات هندسی تسمه V:

طول گام تسمه (L_p):

$$L_p = 2C + \pi(D+d)/2 + \frac{(D-d)^2}{4C}$$

Subject
Date



$$C = 0.25 \left\{ \left[L_p - \frac{\pi}{2}(D+d) \right] + \sqrt{\left[L_p - \frac{\pi}{2}(D+d) \right]^2 - 2(D-d)^2} \right\}$$

* حالا بعدی از بازار بخری (از دیگرترین معمول به طول طراحی شده) — C مجهوله که از رابطه بالا بدست میاد.

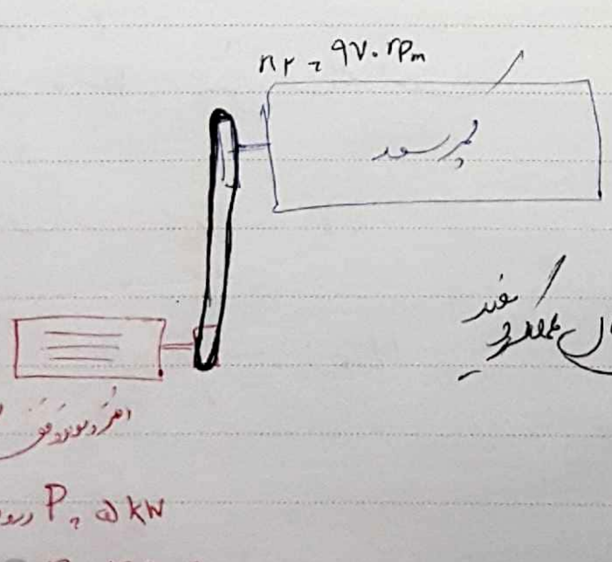
اطلاعات مورد نیاز در فرآیند تسمه V :

۱) نوع دستگاه
۲) به ماشین
۳) ساعات کار در روز
۴) توان انتقالی
۵) سرعت گیرنده دور ورودی و خروجی سیستم تسمه ← تو رنجی که خیلی دقیق باشه
۶) فاصله تقریبی محورها بر اساس فضای قابل دسترس

* مسئله:

عملکرد: شبانه روزی

مطلوب است طراحی یک سیستم تسمه برای دوران ۳ سال عملکرد مفید



PAPCO

Subject
Date

۱) در ابتدا باید service factor را تعیین کنم. (جدول B-1)

هر سیستمی که سری ترش ضربه و ارتعاش داره ← اینا روهم باید حساب کنم و توان رو اصلاح کنم

که به این ضریب Service factor گویند.

نسبت سرعت:
$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{1440}{970} = 1.485$$

توان طراحی = ka × توان انتقالی

توان طراحی ↓ P_d ، ka ↓ Service factor ، توان انتقالی ↓ P_0

شکل ورودی توان معقول ما نرمال است.

کاربرد ما کمپرسور است و ۲۴ ساعته داره کار میکنه.

ردیف اول ستون سوم

$k_a = 1.2$

$$\longrightarrow P_d = 1.2 \times 5 = \boxed{6\ kW}$$ توان طراحی

حالا این توان مبنای کار ماست.

۲) انتخاب نوع تسمه:

الزامات:

۱) سرعت ورودی تسمه را باید داشته باشیم (سرعت شفت سریع تر) ← 1440 rpm

۲) توان طراحی ← 6 kW

جدول B-2 ←

اگه سرعت بیشتری خواستیم داشته باشیم کمتر ← A, B بهتره (نوع اول)

" " کمتر ..... بیشتر ← E, D بهتره (مانیتور ابزار)

Subject
Date

با توجه به جدول B.2 ← تسمه انتخابی B است. (الف مورد)

۳) انتخاب نوع پولی + مشخصات کلی، (B_3)

بر اساس نوع تسمه، مشخصات پولی بدست می آید (از جدول B_3)

نوع تسمه ما B شد. ←(جدول B_3) ۱۲۵ ۲۰۰ ۱۱ ۱۷ ۱۴

(۱۲۵: حداقل قطر پولی (مینی)، ۲۰۰: قطر توصیه شده، ۱۱: تسمه ارتفاع، ۱۴: عرض تسمه)

* مهم برای ما ۲ ستون آخر است *

* هر چه قطر پولی کمتر باشد ← خمش بیشتره ← خستگی ایجاد و ... کم میشه.

پس ← Minimum قطر برای پولی داریم.

ستون ۱۴ ام Minimum قطر مورد با پیشنهاد داده ... از ستون ... نباید قطر پولی کمتر شود ← قطر پولی

تا مقدار ستون ۱۵ ام می توان کاهش داد. یعنی از ستون ۱۵ ام دیگه قطر نباید کمتر شه.

حالا با خواندن قطر پولی کوچکتر از جدول B_3 و از رابطه زیر قطر پولی بزرگتر بدست می آید.

* این قطر که، قطر گام پولی است *

$$D = \frac{\omega_d}{\omega_D} d$$

نوع تسمه B ←(جدول B_3) $d = ۲۰۰\,mm$ ⟶ $D = (۱٫۴۸۸)(۲۰۰) = ۲۹۶٫۹\ mm$

Subject
Date

* باید به ساخت پذیرش هم توجه کرد. ۲۹۶٫۹ به مقدار در ساخت نشد رغبته‌ای تا مانور است

پس آن را رند می‌کنیم (ولی سرعت ۴ درصد عوض می‌کنه - ولی در حد ۱۰ میلی‌متر اشکال ندارد)

(* همیشه عدد رند کردن هم سرعت‌ها عوض شدن) $\Longrightarrow$ $D = 297\ mm$

⇓

timing : به هم میریزه

۴) انتخاب فاصله بین دو محور پولی (تعیین طول تسمه بر اساس d و D و C تعیین)

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{w_d}{w_D} = i < 3 \longrightarrow C = 1.5d + D = (1.5)(200) + 297 = 597\ mm$$

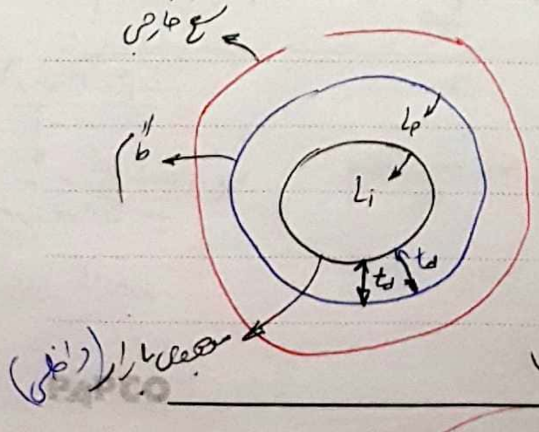
C تعیین

$$L_p = 2C + \frac{\pi(d+D)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4C}$$ ⟸ تعیین طول تسمه (L_p)

$\Longrightarrow L_p = 1978.6\ mm$ ⟶ (طول نازکشی تسمه) (طول دایره گام تسمه)

حالا بریم در بازار نزدیک‌ترین طول موجود به این را انتخاب کنیم

** نکته، تسمه یه سطح داخلی داره، یه سطح خارجی.



ما الان طول گام رو داریم (L_p).

L_p = محیط دایره گام (وسط)

L_i = = داخلی

ضخامت (t_d)

$$\Longrightarrow L_i = L_p - 2\pi t_d$$

Subject
Date

میریم به جدول B_4 : با توجه به نوع تسمه ← ($2\pi t_d$) مشخص است.

نوع تسمه ← B $\xrightarrow{B.4}$ $2\pi t_d = 1{,}8$ in

$L_p = 1978{,}6\ mm \xrightarrow{\text{به اینچ}} \frac{1978{,}6}{25{,}4} = 77{,}9''\ in$

→ $L_i = (77{,}9) - (1{,}8) = 76{,}1\ in$ → محیط داخلی تسمه (به اینچ)

حالا نیو میریم یه بار دیگه به جدول B.5 یه نگاه بندازیم که اعداد مجموعه رو باید گرد کنیم.

میریم به جدول B.5 ← نوع B ← نزدیک‌ترین به 76,1 ← 75 / 78

← نزدیک‌ترین رو انتخاب میکنیم ← 75 ← $L_i = 75$ in

حالا چون $75 < 76{,}1$ است اصلاحات هم لازمه.

حالا چون در محاسبات به L_p نیاز داریم باید دوباره L_p جدید رو بدست بیاریم. ($2\pi t_d$ عوض نمیشه)

→ $75 = (L_p)_{\text{جدید}} - \underbrace{(2\pi t_d)}_{1{,}8}$ → $(L_p)_{\text{جدید}} = 76{,}8''\ in$ → ×25,4 → $L_p = 1950{,}72$ mm

↓ اینو دیگه گرد نکنید چون طراحیه

محاسبه دوباره C → $C = 25\{ \ldots \}$ → ...

↓

$C = 583$ mm

PAPCO

Subject
Date

۶, انتخاب تعداد تسمه ها :

یه جدول داریم که میگه هر تسمه چه توانی را میتونه انتقال بده

این جدول براساس یه تسمه با ۲ پولی با اندازه یکسان بدست اومده .

حالا باید زوایای تماس رو اصلاح کنیم + طول تسمه که باشیم مجددا اصلاح شود

سپس توان را بدست میاوریم .

۷ ضریب اصلاح طول جدول B6

رو داریم که جز انتخاب میکنیم ۱۹۵۰.۷۲ ، (L_p) ← در جدول برای تسمه B ۱۹۵۰ اصلاح شده

میان یابی نکردیم دیگه شما بکنید ← $K_c = 0.97$

⇒ ~~(L_p) مجددا اصلاح شده = ۰.۹۷ × ۱۹۵۰~~

۸ ضریب اصلاح زوایای تماس : (B7) ۱۲۰°

$$\alpha_s = 180 - 2\sin^{-1}\left(\frac{D-d}{2C}\right) \xrightarrow{B7}$$ ستون دوم ، میدانیم

اگه این رابطه را بخواهیم حساب نکنیم : $\alpha = \frac{D-d}{C}$ (ستون اول)

طبق جدول : $\alpha_s = 170.5 \xrightarrow{B7} K_d = 0.98$ میان یابی نکردیم دیگه شما بکنید .

PAPCO

Subject
Date

۱) حالا می‌توانیم توان نامی تسمه (P_r) را محاسبه کنیم. $(B_{12}$ تا $B_{8})$

$$P_r = P'_r + \Delta P_r$$

$d = ۲۰۰$
$n_1 = ۱۴۴۰\ rpm$ → $B.9$ → ۵٫۹ ⇐ $P'_r = ۵٫۹$ ← توان نامی در شرایط آزمایشگاهی

(طول مشخص و زاویه ۱۸۰)

$۱٫۳۵ < i < ۱٫۵۱$ → ۰٫۳۶ ⇐ $\Delta P_r = ۰٫۳۶$

$$\Rightarrow P_r = ۵٫۹ + ۰٫۳۶ = ۶٫۲۶$$

۱۰) محاسبه تعداد تسمه مورد نیاز

$$N = \frac{k_a \times P_0}{k_c \times k_d \times P_r}$$

$$N = \frac{۱٫۲ \times ۵}{۰٫۹۷ \times ۰٫۹۸ \times ۶٫۲۶} = ۱٫۰۰۸ \simeq ۱$$

(۵ = ۶ kW)

⇐ ۱ تسمه نیاز داریم به عرض ۱۷_{mm} و طول ۱۹۵۰

⇐ بازار ⇐ $B.75''$ ← نوع B ، $L_i = ۷۵^{in}$

Subject
Date

طراحی پولی :

تعداد شیارهای انتخاب شده

$$L = (x-1)e + 2f$$

گام عرضی شیار — فاصله از لبه

$\frac{e}{2}$ = همیشه نصف e است.

* e و f با توجه به نوع شیار انتخاب شده در جدول B13 بدست می آید.

* نوع شیار Z : خاص هنداست و ارزان قیمت است و کاربردهای خاص دارد (شبیه A است)

* برای f در جدول بازه داده ← به خاطر مقاومت موجود است

← بحث استحکام است اگر بخواهیم پولی از لبه نشکند و دنبال استحکام بالا باشیم

باید حد بالا رو برای f انتخاب کنیم.

* جنس پولی از ریخته گری بدست میاد و معمولاً آلومینیوم و فولاد (و چدن) است و اگه دنبال طرح سبک باشیم

از حد پایین f استفاده می کنیم.

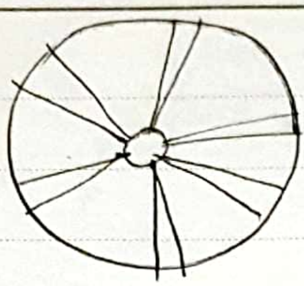
* گاهی جهت سبک شدن پولی ضخامت میانی پولی را تا حدود ۸ الی ۱۰ میلی متر کاهش می دهند.

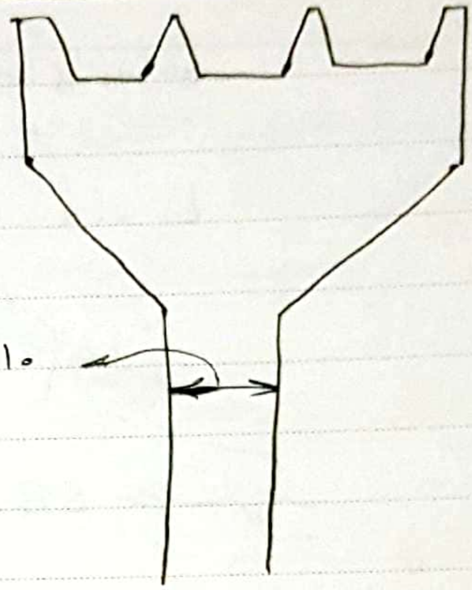
نشست پولی : با خار و ست اسکرو (نشست محوری و دورانی) می شود.

* وقتی پولی ها در ابعاد بزرگ و انتقال قدرت بالا استفاده می شوند ← وصل شدن روغنی می رسند.

* با همه این ها معمولاً وزن را داریم ← همیشه سعی شود کمترین وزن را طراحی کنیم.

Subject
Date





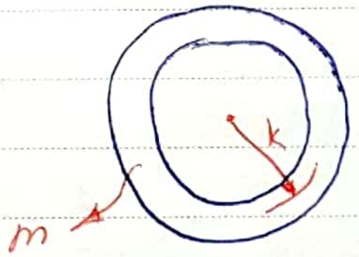
۸-۱۰ میلی متر ← قطر این بخش است

- نکات در مورد چرخ طیار یا فلایویل:

$I = mk^2$

↓

شعاع ژیراسیون



حلقه ای به شعاع m
و شعاع متوسط k

k: شعاع ژیراسیون می‌گویند.

هر سیستمی رو که بخواهیم ازش استفاده کنیم به I معادلی برایش داریم.

$I_{\text{جمع}} \rightarrow I = mk^2 \longrightarrow k = \sqrt{\frac{I}{m}} = k_e$ شعاع ژیراسیون معادل

* هرچی k بیشتر باشه ← ممان اینرسی I هم بیشتر میشه.

هرچی جرم رو دورتر از مرکز بذاریم ← I بیشتر میشه (جرم ثابت)

رفتن بالای I ← نوسانات کمتر میشه.

PAPCO

Subject

Date

* فلایویل با جرمش خودش باعث توازن در سیستم احتراق ماشین میشه و گشتاور نوسانی ای

را که موقع انتقال میده رو نوسانش رو میگیره و یه گشتاور ثابت رو انتقال میده

* پس هر چقدر جرم که روی کناره که بریزید ← $\uparrow k$ ← $\uparrow I$ ← حرکت یکنواخت‌تر میشه

* تو مصرف گسترده که ← I کم میخواهیم ← چون سرعت بالا میخواهیم ← شبه دوام جرثقیل که نخ رو باز میکنه

اما جایی که یک انتقال مدنظر است I بیشتر باشه بهتره (برای یکنواختی انتقال)

اما حل مثال: تعداد شیار: ۱ ← $x=1$

نوع: B

→ $x=1,\ e=19,\ f=12$

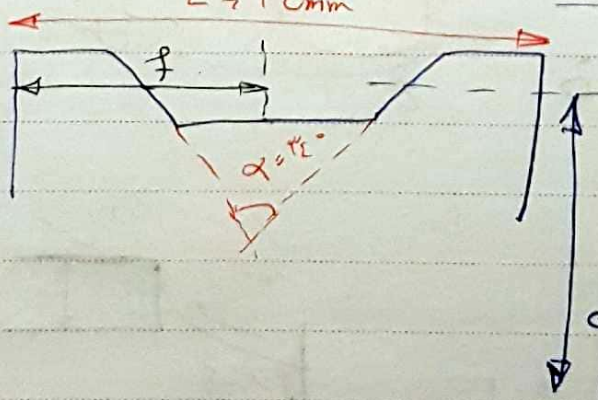
→ $L=(x-1)e+2f=24\,mm$

→ $\alpha=34^\circ,\ h=14\,mm$

$g=12\,mm$

$b=3.50\,mm$

قطر خارجی $d=d+2b = 207\,mm$ (200, 7)



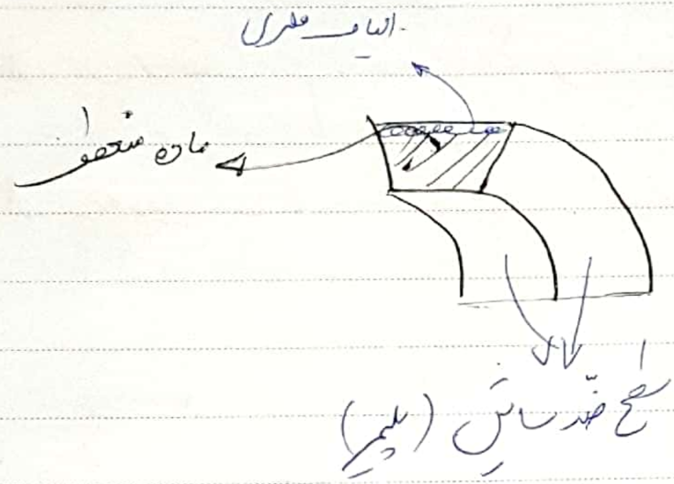
جواب: حدودش سوال نقشه برای ۳ سال طراحی بشه.

PaPCO

Subject
Date

عمر تسمه ها :

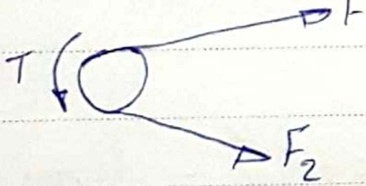
۱ـ توانایی کشیده شدن - ۲ـ توانایی خم شدن



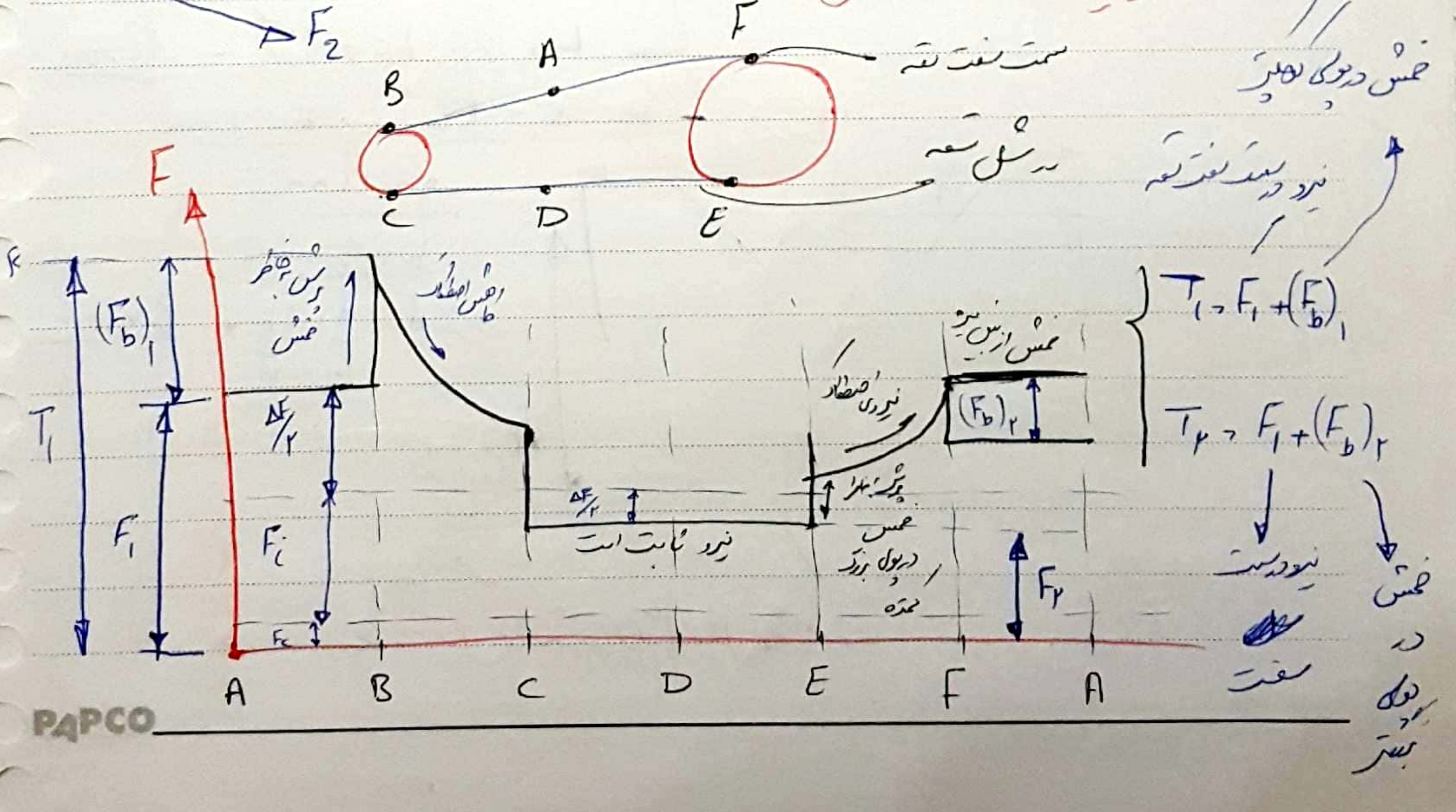
نقش اصلی استحکام → الیاف فلزی است

چون section رو داریم (سطح مقطع) میتوانیم تنش رو با ترکیب هایی بدست بیاریم.

پس برای محاسبه عمر تسمه ها با نیرو کار می کنیم



History نیروی در تسمه های ۲ شکل :



Subject
Date

روابط تبدیلات مهم :

$1000 \ ft/min = ۵٫۰۸ \ m/s$

$1 \ lbf = ۴٫۴۴۸ \ N$

$1 \ in = ۲۵٫۴ \ mm$

$1 \ ft = ۱۲ \ in$

$1 \ hp = ۰٫۷۴۶ \ kw$

* تسمه V :

نیروی سمت سفت تسمه — نیروی گریز از مرکز

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\frac{\mu \theta}{\sin(\alpha/2)}}$$

همه ی محاسبات ورودی پولی کوچکتر در نظر بگیرید.

(معمولا کوچکتره پولی محرک است)

$$F_c = k_c \left(\frac{V}{1000} \right)^2$$

k_c : جدول Be14

V : $\frac{ft}{min}$

$\rightarrow F_c = 0 \ lbf$

دادن نیرویی که بدست میاید

* گاهی عبارت $\mu' = \frac{\mu}{\sin(\alpha/2)}$ را ضریب اصطکاک مؤثر می نامند و در جدول مقادیری برای آن در نظر می گیرند :

$$\frac{F_1 - F}{F - F} = e^{\mu' \theta}$$

Subject توان
Date

تعداد شعبه — قطر پولی کوچکتر

$$\frac{P/n}{\omega_d} = T_d = (F_1 - F_2)\frac{d}{2}$$

سرعت زاویه ای (ω_d)

گشتاور پولی کوچکتر (T_d)

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2}$$

حل ۲ معادله دو مجهول داریم (واحد نیرو که قطعا باید پوند نیرو باشد (lbf))

$$(F_b)_1 = \frac{k_b}{d}$$

$$(F_b)_2 = \frac{k_b}{D}$$

lbf

به اینچ (d, D)

k_b از جدول Be14 بدست میاد

خب حالا میرسیم:

$$T_1 = F_1 + (F_b)_1 = F_1 + \frac{k_b}{d}$$

$$T_2 = F_1 + (F_b)_2 = F_1 + \frac{k_b}{D}$$

$$N_1 = \left(\frac{k}{T_1}\right)^b$$

N: تعداد دوری که تسمه از یک نقطه می‌گذره

$$N_2 = \left(\frac{k}{T_2}\right)^b$$

$N_2 > N_1$ — b, k از جدول Be15

میخوایم: ** سرعت تسمه نه پولی **

$$L\,(\text{Passes}) = L_y\,(\text{years}) \times \text{Days} \times n_{shift} \times \text{Hours} \times N_{rpm} \times 60$$

PAPCO

$$\frac{1}{N_P} = \frac{1}{N_1} + \frac{1}{N_2} \quad ; \quad N_P < N_1 < N_2$$

Subject
Date

* اگر Np بیشتر از 10^8 بود، عمر تسمه نامحدود، در غیر اینصورت عمر تسمه محدود است.

* اگه $N_p = 3 \times 10^7$ ⟵ ($N_p < 10^8$) ⟵ عمر محدود است.

* تقریباً عدد رو بین 10^8 تا 10^9 در نظر میگیرند.

* هر سیکل به معنای چرخش یکبار پولی محرک نیست، بلکه چرخش یک دور تسمه است.

** با تقسیم طول تسمه بر محیط پولی محرک می‌توان دریافت به ازای یک دور گردش تسمه، پولی محرک چندبار می‌چرخد.

$$\text{سرعت تسمه} = \text{سرعت پولی} \times \frac{\text{محیط پولی}}{\text{محیط تسمه}}$$

(محیط تسمه: همون طول تسمه)

** ابتدا N_1 محاسبه می‌گردد، اگر بیشتر از 10^8 بود پس N_2 محاسبه می‌شود (اگر قاعدتاً بیشتر از 10^8 داشتیم)

و با استفاده از قاعده جمع آثار خرابی ماینر می‌توان عمر خستگی (کلی) تسمه را محاسبه کرد: $\left(\frac{1}{N_p} = \frac{1}{N_1} + \frac{1}{N_2}\right)$

مثل این مثال

$$L = 3 \times 250 \times 2 \times 8 \times N_{rpm} \times 60$$

(۳ سال، روز، ۲ شیفت کاری، ۸ ساعت)

$$N_{\text{تسمه}} = N_{\text{پولی}} \frac{L_{\text{پولی}}}{L_{\text{تسمه}}}$$

(کل طول تسمه؛ محیط پولی؛ محیط تسمه)

$$N_{\text{تسمه}} = \frac{24}{1950} \times ?$$

Subject
Date

ادامه حل مسئله، محاسبه عمر تسمه، (می‌خواهیم تسمه ۳ سال عمر مفید باشد)

$N = ۳ \times ۲۵۰ \times ۲ \times ۸ \times N_{\text{تسمه}} \times ۶۰$

$N_{\text{تسمه}} = \frac{\text{محیط پولی کوچک}}{\text{طول تسمه}} \times n_{\text{پولی محرک}} = \frac{\pi \times d^{۲۰۰}}{۱۹۵۰٫۷} \times ۱۴۴۰$

$N_{\text{تسمه}} \cong ۴۶۴$

$\longrightarrow N = ۳ \times ۲۵۰ \times ۲ \times ۸ \times ۴۶۴ \times ۶۰ \cong ۵٫۰۱ \times ۱۰^{۸}$ cycle

پس بین ۳ سال کار تسمه اولیه.

محاسبه نیروها: $\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\mu'\theta}$; $\mu' = \frac{\mu}{\sin(\varphi/2)} = \frac{\mu}{\sin(34/2)}$

$\downarrow$ $\alpha = ۳۴$ $\xrightarrow[\text{جدول می‌زنیم}]{\text{تجربی}}$ $\mu \cong ۰٫۴۵$

$\Longrightarrow \mu' = \frac{۰٫۴۵}{\sin 17^\circ} = ۱٫۵۴$

زاویه نشست تسمه روی پولی کوچک $\theta_s = ۱۷۰٫۵^\circ$

* θ_s باید به رادیان تبدیل شود ← $۱۷۰٫۵^\circ$ ← ۲٫۹۶۷ rad

$\Longrightarrow \frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = ۹۶٫۴۶۵$

Subject سرعت خطی پولی بزرگتر
Date

$$F_c = k_c \left(\frac{V}{1000}\right)^2 \longrightarrow V = \text{سرعت دورانی} \times \text{محیط پولی بزرگتر}$$

$$V = \pi d \times n_1 = \pi \times 200 \times 1440 = \ \text{mm/s}$$

$$\frac{\pi \times 200 \times 1440}{25.4 \times 12} = 2.9684 \times 10^3 = \ \text{ft/min}$$

باید ft/min باشد

$$k_c = 0.965 \longleftarrow \text{نوع تسمه } B \qquad \frac{B14}{} \ k_c$$

$$\longrightarrow F_c = (0.965)\left(\frac{2.9684 \times 10^3}{1000}\right)^2 = 8.5\ \text{lbf}$$

$$\longrightarrow \frac{F_1 - 8.5}{F_2 - 8.5} = 96.465 \quad (1)$$

رابطه دوم:

$$\frac{P/n}{\omega_d} = T_d = (F_1 - F_2)\, d/2$$

توان ورودی که 6kW رو داریم

$$\longrightarrow \frac{5 \times 10^3}{1440 \times \frac{2\pi}{60}} = (F_1 - F_2)\,\frac{200 \times 10^{-3}}{2} \longrightarrow F_1 - F_2 = 331.57\ \text{N} \quad (2)$$

lbf ← (1) , (2) → N

معادله ۲ مجهول

$$F_1 = 83.821\ \text{lbf}, \quad F_2 = 9.281\ \text{lbf}$$

↓ همش رو به پوند نیرو تبدیل کنید

↓ (2)

$$F_1 - F_2 = 74.54\ \text{lbf}$$

PaPCO

Subject

Date

B 14

$$(F_b)_1 = \frac{k_b}{d} = \frac{۵۷۶}{\left(\frac{۲۰۰}{۲۵٫۴}\right)} = \sout{۷۳٫۱۸۸\ kN} = ۷۳٫۱۵۲\ lb$$

$$(F_b)_2 = \frac{k_b}{D} = \frac{۵۷۶}{\left(\frac{۲۹۷٫۰}{۲۵٫۴}\right)} = \sout{۴۹٫۲۴۶\ kN} = ۴۹٫۲۶۱\ lbf$$

به اینچ تبدیل شد

$$T_1 = F_1 + (F_b)_1 = ۱۵۶٫۹۷۳$$

$$T_2 = F_1 + (F_b)_2 = ۱۳۳٫۰۸۲$$

$$N_{p_1} = \left(\frac{k}{T_1}\right)^b = \left(\frac{۱۱۹۳}{۱۵۶٫۹۷۳}\right)^{۱۰٫۹۲۶} = ۴٫۲۴ \times ۱۰^۹$$

$$N_{p_2} = \left(\frac{k}{T_2}\right)^b = \left(\frac{۱۱۹۳}{۱۳۳٫۰۸۲}\right)^{۱۰٫۹۲۶} = ۲۵٫۵ \times ۱۰^۹$$

$$\frac{1}{N_p} = \frac{1}{N_{p_1}} + \frac{1}{N_{p_2}} \Rightarrow \boxed{N_p = ۳٫۶ \times ۱۰^۹} \simeq ۱۰^۹$$

عمر بی‌نهایت ✓

حذف از بازه مورد مطالعه

طول عمر بیاتاقان به سال بشد:

$$N_{(years)} = \frac{۱۰^۹}{۲۵۰ \times ۲۴ \times ۴۶۴ \times ۶۰} = ۵٫۹۹ \simeq ۶\ \text{سال}$$

تعداد روز — تعداد ساعت کار در روز — سرعت شفت — تبدیل ساعت به دقیقه

✓✓

PAPCO

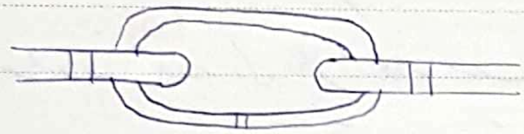
Subject
Date

خواص زنجیر و چرخ زنجیر :

کاربرد اصلی : سرعت خطی ندارند اما از جهت گشتاور از تسمه ها بهتر هستند و قیمتشان بسیار ارزان است

زنجیرها بر ۲ نوع اند :

الف) زنجیر ساده یا حلقه ای (Link chain) :



ب) زنجیر و چرخ زنجیر (Chain and sprocket) :

هرجا سرعت پایین و گشتاور نسبتاً بالا می خواهیم ← بهترین گزینه زنجیر و چرخ زنجیر است .

(زنجیرهای غلطکی)

شرایط استفاده از زنجیر و چرخ زنجیر :

۱, فاصله ۲ محور زیاد باشد .

۲, چند محور موازی می توانند بصورت هم جهت و مختلف الجهت حرکت دورانی داشته باشند .

۳, انعطاف زنجیر از تسمه محدودتر و جمع و جورتره

۴, بازده آن از تسمه کمی کمتر است . (۹۶ - ۹۸٪)

۵, سیستم زنجیر دارای لغزش نیست و از نوع دارای ثبات است

۶) زنجیر نیازی به نیروی کشش اولیه ندارد و از این رو نیروی کمتری به شفت وارد میکند

۷) تعویض زنجیر آسان است.

۸) شرایط محیطی تأثیر زیادی در عملکرد سیستم زنجیر ندارد.

* ۹) روغن قابل شستن است و اگه روغن شسته نخوره ولی اول شسته به درد نمیخوره و باید انداخت دور ولی زنجیر آلوده نیست و به زنجیرها باید روغن زد.

نکات مهم وقتی در انتخاب زنجیر چرخ زنجیر:

۱) حداکثر نسبت سرعت ها در زنجیر های تک ردیفه ۱:۷ است (بهتر از ۶ بیشتر نباشد)

۲) در سیستم چرخ زنجیر، بهترین نسبت سرعت ۱:۶ است و بهتر است بیش از این نباشد.

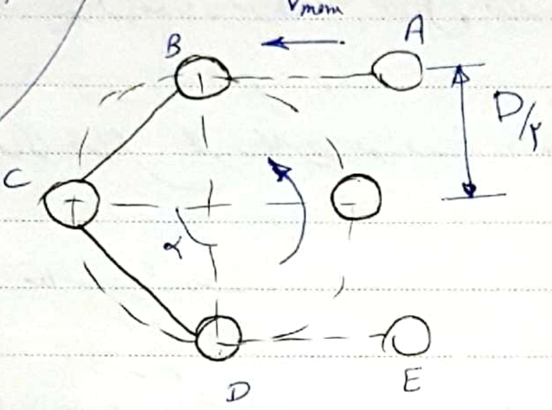
۳) در انتقال توان های بالا می توان از زنجیر های چند ردیفه استفاده کرد.

۴) عمر معمول انتظار چرخ زنجیر 15000h (۷ یا ۸ سال) است.

Subject
Date

زاویه بین ۲ لنگ α

اثرات چندضلعی چرخ زنجیر در سرعت :



(a)

(سرعت زاویه‌ای دوران = n)

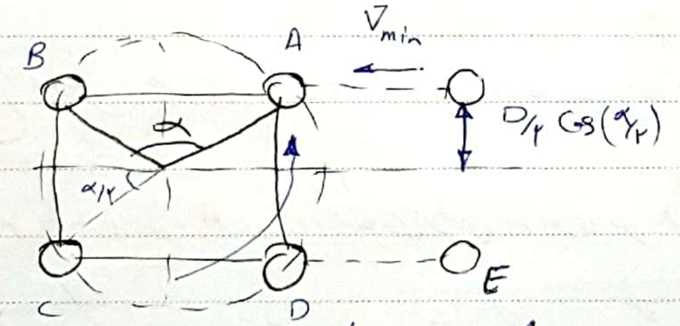
$V_{max} = \frac{\pi D n}{2}$ ← در a رخ میدهد

$V_{min} = \frac{\pi D n \cos(\alpha/2)}{2}$ ← در b رخ میدهد

$\Delta V = V_{max} - V_{min}$

$\alpha = \frac{360}{Z}$

Z → تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر



(b)

چطور سیستم ΔV کم شه؟ ⟸ Z رو بزرگ کنیم و α کوچک شود

تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر باید زیاد باشه تا ارتعاشات کم بشه

اما Z در چرخ زنجیر زیاد بشه ← گام‌ها کوچک شه ← زنجیر از جاش در بره

* پس همیشه نباید Z رو زیاد کرد بلکه در یه حد معقولی باید زیاد کرد *

PAPCO

Subject: تا ۱۳ هم میتوان کاهش داد (سرعت بالاتر و کشش و دقت کمتر)

Date:

* در سرعت های متوسط و بالا حداقل تعداد دندانه چرخ زنجیر محرک ۱۷ است. فقط در کم کنی

برای افزایش عمر و عملکرد یکنواخت، حداقل تعداد دندانه های چرخ زنجیر محرک ۱۹ و یا خصوصا ۲۱ مناسب است.

* در سرعت های پایین در حدود 100 rpm حداقل تعداد دندانه چرخ زنجیر محرک می تواند کمتر از ۱۷ مثل ۱۵ یا ۱۳ باشد.

انواع روغن کاری: زنجیرها به علت اصطکاک و افزایش دما باید مرتبا روغن کاری شوند.

روغن کاری نوع A: روغنکاری دستی که معمولاً هر ۸ ساعت انجام می گردد. گاهی برس کاری نیز انجام می شود.

- جاهایی که حضور نشتی روغن رو نتوان پذیرفت ← برس استفاده میکنیم
- موقعی که دما بالا باشد ← " " "
- " " سرعت پایین باشد ← " " "
- " " نیاز به بازرسی دوره زودتری ← " " "

* روغن کاری نوع A فقط برای زنجیرهای ساده استفاده میشه. (دو حرفه)

روغن کاری نوع C: روغنکاری در حمام روغن. بخش پایینی زنجیر از حمام روغن عبور میکند. سطح روغن در حمام بایستی تا بند گام زنجیر بالا بیاید.

* نسبت به A پرهزینه تر است.

Subject
Date /

نوع C : روغنکاری با استفاده از پمپ : جریان پیوسته ای از روغن بروی زنجیر پمپ می گردد.

خیلی خیلی روغن‌ریز است و بازدید دوره ای نیاز داره.

اطلاعات مورد نیاز برای طراحی زنجیر:

۱) توان انتقالی (P_0) ۳) نسبت سرعت ورودی به خروجی $\left(\frac{n}{n_2}\right)$ و یا سرعت خروجی n_2 همراه

۲) سرعت ورودی (n_1) با تلرانس سرعت خروجی ← چون همچون دقیقاً به اون سرعت نمی‌توان رسید.

۴) محدوده فاصله دو محور

گام ۱: محاسبه توان نامی زنجیر:

$$P_r = \frac{k_s P_0}{k_1 \, a \, k_2}$$

(k_s: فاکتور سرویس؛ P_0: توان انتقالی؛ k_1: رشته؛ k_2: دندانه)

تعداد ۳ عامل باید P_0 اصلاح شود:

k_s : فاکتور سرویس مناسب با نوع تغذیه توان ورودی و نوع ماشین ← جدول ch1

k_1 : فاکتور اصلاح تعداد رشته زنجیر ← جدول ch2

k_2 : " " " دندانه چرخ زنجیر محرک ← ch3

گام ۲) انتخاب نوع زنجیر

ch4 ← P_r رو که از گام ۱ حساب کرده‌اید دارید ← P انتخابی از جدول ch.4

باید از P_r بدست آمده بیشتر باشد. معمولاً گام رو ضمن سرعت بیشتر می‌گیری

مثلاً مشخص 6.71 ← 10B ← $P = \frac{1}{16}$ in

* بالا تاشون اینه : تعداد رشته ۲ یا ۳ و نوع زنجیرهای A شد بعد ۲ دیدیم

* بهترین حالت مطلوب : تعداد رشته ۲ و نوع زنجیرهای A

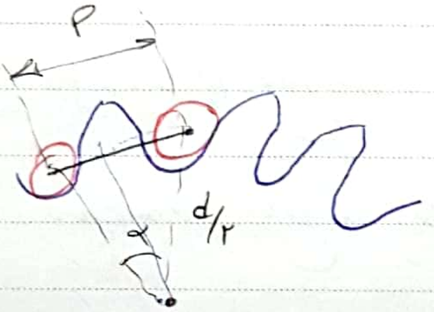
* بین 10A و 10B ← 10B توان بیشتری رو بشون انتقال میده ✓

* اگه سرعتشون ۱۴۴۰ بود ← نزدیکترین پیش رو انتخاب کنید (۱۴۰۰) ✓

حالا تمام مشخصات زنجیر در ch5 هست. براساس ISO بدست آمده از ch4

گام ۳) : محاسبه مشخصات چرخ زنجیر : (ch.6)

محاسبه اندازه‌ی تمام چرخ زنجیر گفته میشود.



$$\alpha = \frac{360}{z}$$

$$\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{P/2}{d/2}$$

$$d = \frac{P}{\sin(\alpha/2)} = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{z}\right)}$$

d ← قطر چرخ زنجیر

$$d_1 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{z_1}\right)} , \quad d_2 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{z_2}\right)} , \quad z_2 = z_1\left(\frac{n_1}{n_2}\right)$$

d_1 ← قطر چرخ زنجیر ورودی

d_2 ← قطر چرخ زنجیر خروجی

صفت چرخ زنجیر باید تعداد دندانه‌هاشان فرد باشد. نسبت به اول یعنی چرخ زنجیر اول باشد؟

Subject
Date

* چرا حتما باید تعداد دندانه‌های چرخ زنجیر بزرگتر (متحرک) فرد و اول باشد؟!!

(۱۷) سه

و تعداد لینک‌ها رو زوج می‌گیریم؟!!

جواب: همیشه به دلایلی مثل ارتعاشات و شوک، ضربه یکی از دندانه‌های چرخ زنجیر دچار سایش می‌شود

پس اون خراب شده هر همیشه به یک لینک خاص تماس داره و اون لینک رو هم خراب میکنه و کند میزنه

به هم می... با این کار (فرد و زوج کردن) باعث میشه یه لینک خاص با یه دندانه خاص همیشه تماس نداشته

باشه و یه دندانه هر لینک رو یه بار بگیره ⟸ کل زنجیر عمرش زیاد میشه

تعیین فاصله بین دو محور: $30P \leq C \leq 50P$ (تئوری) ← $40P$ مناسب

محاسبه تعداد لینک‌های زنجیر:

$$L_n = 2\left(\frac{C}{P}\right) + \left(\frac{Z_1+Z_2}{2}\right) + \left(\frac{Z_1-Z_2}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{P}{C}$$ تعداد لینک

* L_n باید زوج باشد ← (به نزدیک‌ترین عدد صحیح زوج گرد کنید)

* معمولاً زنجیر را متری می‌خرند و باید به تعداد $L_n - 1$ لینک به علاوه یک قفل خرید.

C دقیق را بدست میارید.

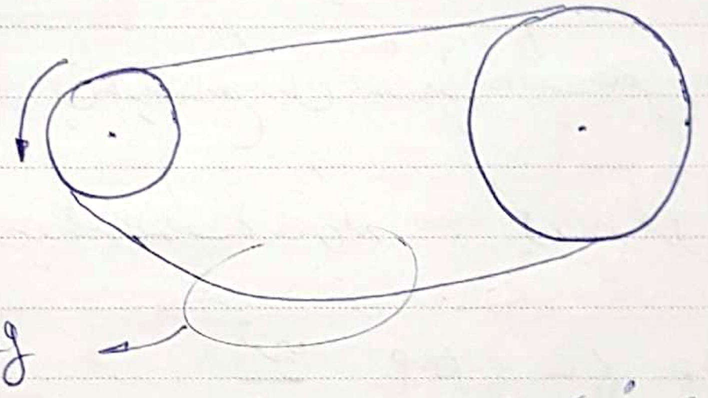
$$C = \frac{P}{4}\left\{\left[L_n - \left(\frac{Z_1+Z_2}{2}\right)\right] + \sqrt{\left(L_n - \frac{Z_1+Z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{Z_1-Z_2}{2\pi}\right)^2}\right\}$$

PAPCO

رابطه صفحه قبل، آویختگی زنجیر (Sag) را لحاظ نمی‌کند. برای ایجاد موقعیت مناسب برای چنین شرایطی به اندازه Δ_c باید فاصله مرکز دو محور کاهش یابد. به عنوان یک توصیه این مقدار می‌تواند در بازه زیر باشد:

$$\Delta_c = 0.002C \text{ تا } 0.004C$$

$$C' = C - \Delta_c$$ ← فاصله واقعی بین دو محور



تا اینجا، نوع و مشخصات، تعداد رشته‌ها، تعداد دندانه‌ها، نوع زنجیر و فاصله محورها را محاسبه کردیم.

گام ۵) طراحی چرخ زنجیر:

چرخ زنجیر مناسب با توان انتقالی در سه نوع A و B و C معرفی شده‌اند.

در چرخ زنجیرهای کوچک با قطرهای کمتر از 100mm از نوع A استفاده می‌کنیم (نیاز به یک بوش ساده، تثبیت دورانی و با یک مهره تثبیت محوری می‌کنیم)

* جهت انتقال نیروهای کم، از چرخ زنجیر بدون هاب استفاده می‌شود.

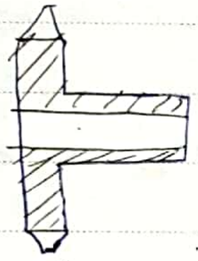
(حالت تنش متوسط ۱۰۰ نسبت به حالت ضربه ۱۰ متوسط)

Subject
Date

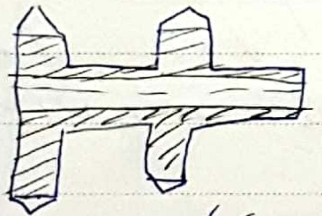
* در چرخ زنجیرهای کوچک و متوسط با قطرهای در حدود 100mm و کمتر از نوع B

* جهت انتقال نیروهای متوسط از چرخ زنجیر با هاب جوش یا پیچ شده در یک سمت استفاده می‌شود.

با هاب بروی نشست به نحوی نشست می‌گردد که هاب در یک به سمت انتهای نشست نصب گردد.



* در چرخ زنجیرهای بزرگ با قطرهای بزرگتر از 100 میلی‌متر از نوع C استفاده می‌کنیم. جهت انتقال نیروهای زیاد از چرخ زنجیر با دو هاب در طرفین چرخ زنجیر استفاده می‌شود.



(شکل آورده شود)

جنس چرخ زنجیر: معمولاً از فولاد کم کربن یا چدن متوسط می‌سازند. در سرعت‌های پایین با عملیات حرارتی (سختی 180BHN) و در سرعت‌های بالا به سختی سازی سطحی باشد که معمولاً سطح سختی سطح دندانه‌ها را

تا حدود 300-500 BHN ارتقاء می‌دهند.

* بهتر از بازار بخرید تا خودتان بسازید. (چون هم ارزان‌تره هم استانداره)

Subject
Date

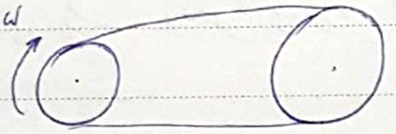
نحوه نصب سیستم زنجیر و چرخ زنجیر :

۲ ماشین کمی داریم :
۱. تا حد امکان محورها افقی باشند.
۲. برخلاف تسمه ها، بخش شل زنجیر پایین باشد.

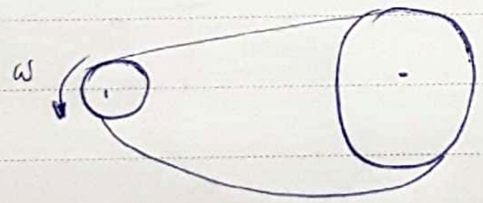
چرا سمت شل در تسمه باید بالا باشه و در زنجیر باید پایین باشه ؟!

تسمه با اصطکاک کار میکنه ولی زنجیر با درگیری کار میکنه

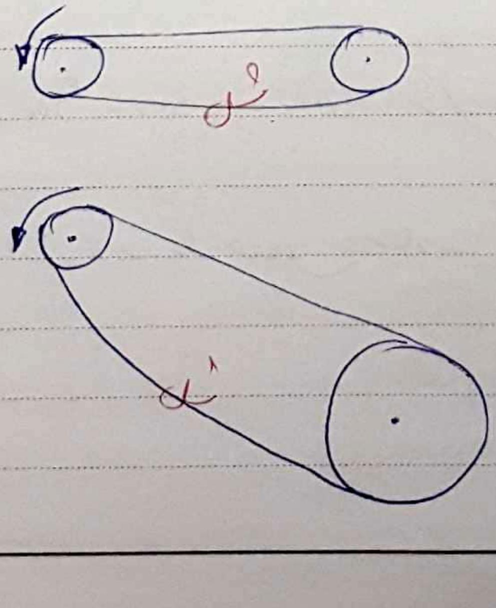
* پولی کوچیکتر اگه ساعتگرد بچرخه، سمت شل تسمه بالا.

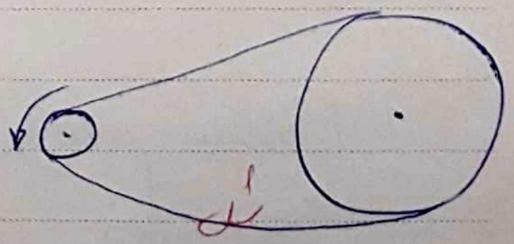


* این شل شدن باعث درگیری بیشتر زنجیر و چرخ زنجیر میشه



چرخ های فاصله شده :



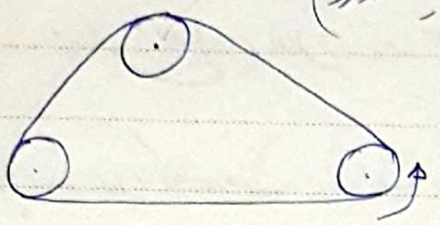


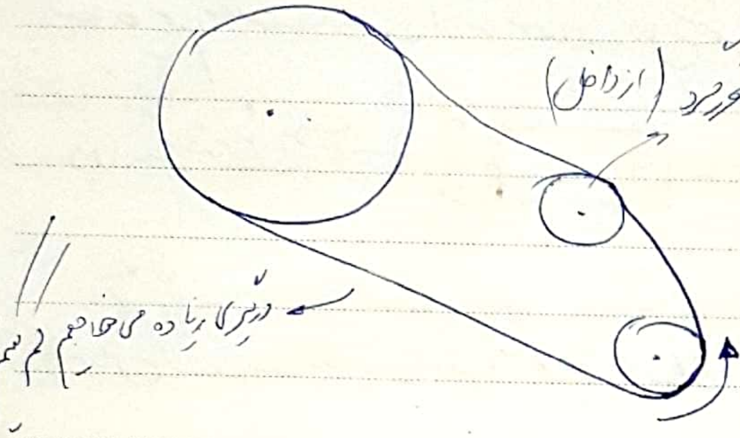
Subject
Date

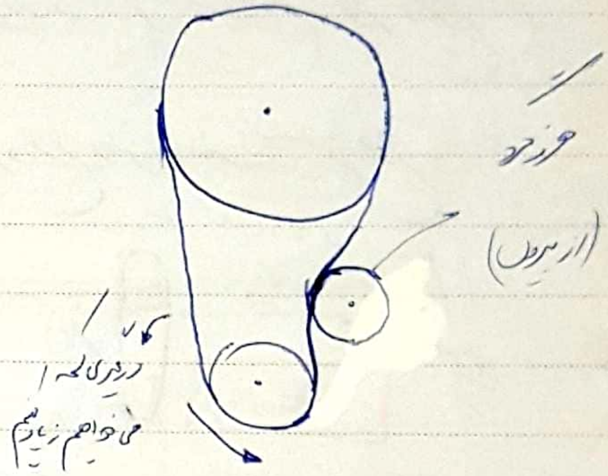
سمت شل استفاده بالا — چپ

نقش زنجیر سفت کن سوار (چرخ زنجیر هرزگرد)

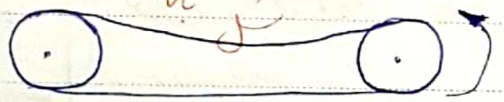
طرح های قابل قبول برای هرزگرد را اجرا کردن (درگیری را استفاده شده)

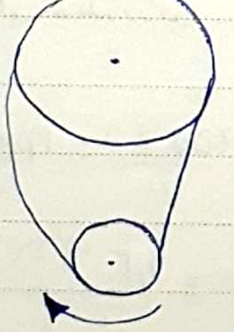


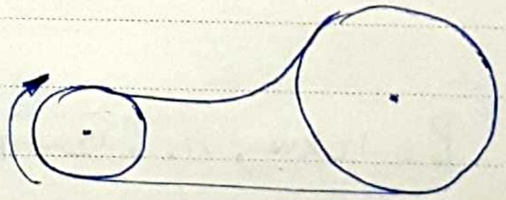




طرح های خیلی بد : (کاملا غلط)







۲ روش برای ایجاد کشش اولیه وجود دارد:

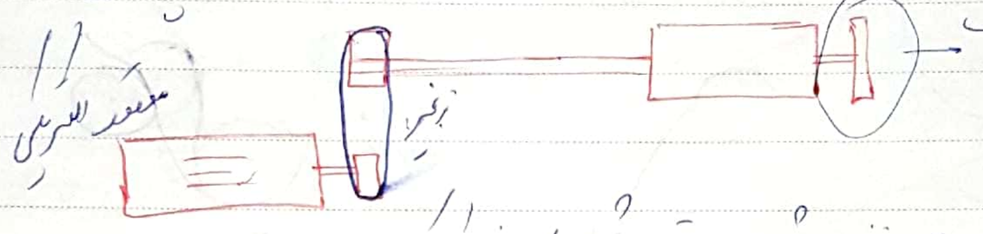
۱) جابجایی محور

۲) استفاده از چرخ زنجیر هرزگرد

PAPCO

Subject
Date

مثال: برای انتقال توان از یک موتور الکتریکی با توان 14kW و با سرعت 1400rpm به یک ماشین چوب بری که با سرعت 655±10rpm حرکت می‌کند می‌خواهیم از یک سیستم زنجیر و چرخ زنجیر استفاده کنیم مطلوب است ارائه مشخصات کامل سیستم زنجیر و چرخ زنجیر مناسب این مرحله



* دلیل گشتاور نسبتاً بالا بهتره زنجیر باشه چون تسمه لغزش داره این مرحله

حل: هدف ←
1. توان انتقالی (P_0)
2. سرعت ورودی
3. $\frac{n_1}{n_2}$
4. فاصله دو محور

$P_0 = 14kW \,,\; n_1 = 1400\,rpm \,,\; n_2 = 655 \pm 10\,rpm$

$P_r = \frac{k_S P_0}{k_1 \times k_2}$ ch1 → $k_S = 1.3$ / Woodworking
ch2 → $k_1 = 1$ برای شروع یک رشته‌ای انتخاب می‌کنیم.
ch3 → $k_2 = 1$ تعداد دندانه را ۱۷ می‌گیریم.

→ $P_r = \frac{1.3 \times 14}{1 \times 1} = 18.2\,kW$

ch4 → $n_1 = 1400\,rpm$ —$P_r < 0$→ 18.49 → 16A

→ Type C → خیلی گرونه ✗
(روغنکاری دقیق)

Subject
Date

حالا باید تعداد دندانه‌ی یا رشته‌ی رو تغییر بدیم. —> دلیل اینکه تغییر تعداد دندانه‌ی خیلی توان رو کاهش نمیده اینه که باید با این سرعت n_2 برسیم و تغییر دندانه‌ی محرک باعث شد n_2 برسیم.

پس در ابتدا رشته‌ی رو بیشتر می‌کنیم:

۲ رشته‌ای —> $k_1 = 1{,}7$ —> $P_d = \frac{1{,}3 \times 14}{1{,}7 \times 1} = \underline{10{,}70\ kw}$

$\underline{Ch4}$ —> $n_1 = 1400\ rpm$ —> $11{,}18$ —(نمودار زنجیر)—> { Type B ; $10A$ <—> ANSI_50 }

<— روغنکاری —> حمام روغن فعلا دیگه کاری نداریم تا ببینیم بار زیاد باشد.

$10A \xrightarrow{\div 16}$ گام $P = \frac{5}{8}\ in$ —> $\underline{\underline{15{,}875\ mm}}$

محاسبه قطر دایره‌ی گام چرخ زنجیر:

$\alpha = \frac{360}{Z} = \frac{360}{17} = 21{,}17^\circ$

$D_1 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{Z_1}\right)} = \frac{15{,}875}{\sin\left(\frac{180}{17}\right)} = \underline{86{,}39\ mm}$

$Z_2 = Z_1\left(\frac{n_1}{n_2}\right) = 17\left(\frac{1400}{655}\right) = 36{,}33\ mm$ —> $\underline{Z_2 = 37 mm}$

$D_2 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{Z_2}\right)} = \frac{15{,}875}{\sin\left(\frac{180}{37}\right)} = \underline{187{,}2\ mm}$

Subject
Date

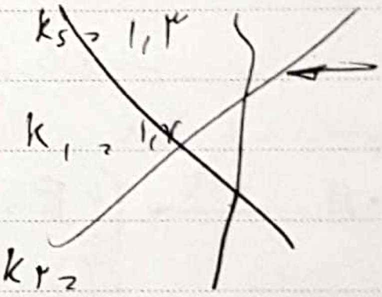
دو روش سرعت چرخ زنجیر متحرک: روش اول تغییر تعداد دندانه های چرخ زنجیر:

$$n_2 = \frac{z_1}{z_2} \times n_1 = \frac{17}{37} \times 1400 = 643.2 \text{ rpm}$$

مطلوب: 655 ± 10

$$645 \text{ rpm} < n_2 < 665 \text{ rpm}$$

۶۴۳٫۲ در این بازه نیست ← z_2 باید کمتر شود ← z_1 باید بیشتر شود



1 اولین راه حل کاهش z_2 است. ← $z_2 = 35$

$$n_2 = \frac{z_1}{z_2} \times n_1 = \frac{17}{35} \times 1400 = 680 \text{ rpm}$$

دیدیم تو بازه نیست ✗ $(665 < 680)$

2 ← باید z_1 را افزایش دهیم. $17 \rightarrow 19 \xrightarrow{ch3} k_2 = 1.11$

$$P = \frac{1.3 \times 14}{1.7 \times 1.11} = 9.645 \text{ kW} \xrightarrow{ch4} \underline{10A} \checkmark$$

$9.645 < 11.18$

نوع زنجیر تغییری نکرده خواهد شد ← Type B

PAPCO

Subject
Date

قطر چرخ زنجیر کوچک

$P = \frac{10}{16} = \frac{5}{8}\,in = 15,875\,mm \longrightarrow D_1 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{Z_1}\right)} = \frac{15,875}{\sin\left(\frac{180}{19}\right)} = \boxed{96,8}$

$\longrightarrow Z_2 = Z_1 \times \frac{n_1}{n_2} = 19 \times \frac{1400}{655} = 40,61$ گرد با عدد فرد $\Rightarrow \underline{41}$

$\xrightarrow{n_2 \text{ اصلاح}} n_2 = \frac{19}{41} \times 1400 = 648,78$ ✓ ✓ $645 < 648,78 < 656$

سرعت خروجی در بازه مجاز تغییر سرعت خروجی قرار دارد.

$D_2 = \frac{P}{\sin\left(\frac{180}{Z_2}\right)} = \boxed{207,516\,mm}$ قطر چرخ زنجیر بزرگ

تعیین فاصله مرکز دو محور: $\xleftarrow{\text{تخمین}}$ $30P \leq C \leq 50P$ —— $C = 40P$

$= (40)(15,875) = 635\,mm$

$\xrightarrow{\text{تعداد لینک‌ها}} L_n = 2 \times \left(\frac{635}{15,875}\right) + \left(\frac{19+41}{2}\right) + \left(\frac{19-41}{2\pi}\right)^2 \times \frac{15,875}{635} =$

$80 + 30 + 0,306 = \underline{110,306}$

L_n باید زوج باشد $\xleftarrow{\text{گرد}}$ $\underline{110}$ $\longleftarrow$ (۱۰۹ لینک + ۱ قفل)

محاسبه دقیق C:

$C = \frac{\overset{15,875}{P}}{4}\left\{\underbrace{\left[110 - 30\right]}_{80} + \underbrace{\sqrt{(110-30)^2 - 8\left(\frac{19-41}{2\pi}\right)^2}}_{79,38}\right\} = \underline{632,558\,mm}$

Sag $\Delta_C = \%0.3\,C \longrightarrow 1,897\,mm \xrightarrow{\text{فاصله دقیق}} C' = 632,558 - 1,897 = \boxed{630,66\,mm}$

Subject بدون ع ب — بد جرف ع ب
Date

حساب: خواص لازم چرخ زنجیر، بخواهیم اگر قطر کمتر از ۱۰۰mm بود ← نوع A یا B

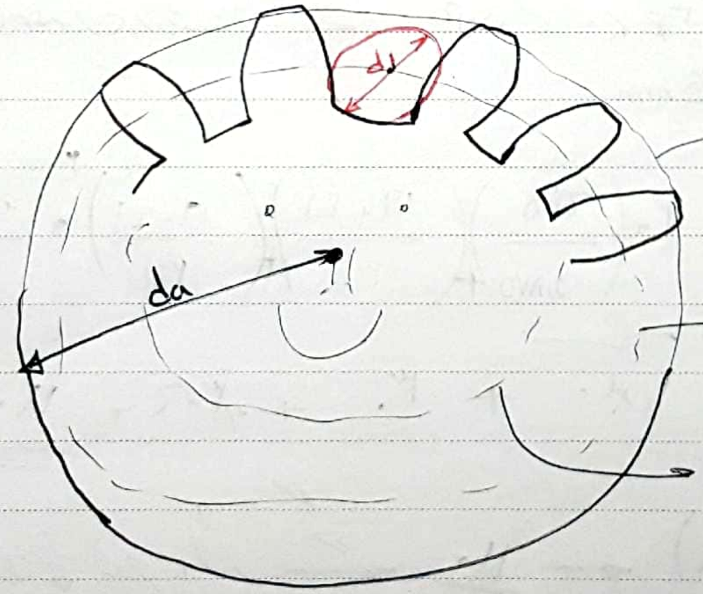
قطر داشتیم ۹۶,۸mm ← نوع A یا B

چون زیر ۱۰۰mm است از نوع B استفاده می‌کنیم ← یک طرف ع ب

$D_F = ۲۰۷,۲۸$ ← بزرگ ← نوع C ← ۲ طرف ع ب

حالا با ch7 ← همه پارامترها و مشخصات چرخ زنجیر اطلاعاتی هست.

بصورت شماتیک:



da : قطر چرخ زنجیر کوچک

Da : " " " بزرگ

$$da = d + ۱,۲۵p - d_1$$

d: قطر دایره گام ← ۹۶,۸mm

p: گام ← ۱۵,۸۷mm

d_1: قطر غلطک ← ch5 ← ۱۰,۱۶mm

→ $da = ۱۰۶,۴۷mm$

PAPCO

تمرین ۱) شعاع فلکه = شعاع انحنای نشست فلکه بر روی چرخ زنجیر

قطر دایره ریشه :

$D_f = D - 2r_i$

$d_f = d - 2r_i = 96{,}8 - 2\,r_i =$

$ch5 = \frac{d_1}{2} \approx 0{,}505\,d_1$ (این رابطه) ← $10{,}16$

$96{,}8 - 2\times(0{,}505\times 10{,}16) =$

$\boxed{d_f = 86{,}54\ mm}$

در این رابطه فلکه روی نشیمن روی انحنا

خواص چرخ‌دنده در ماشین :

زمانی چرخ‌دنده‌ها مناسب اند که هم گشتاور بالا باشد هم سرعت بالا باشد.

قابلیت اطمینان چرخ‌دنده از تسمه و زنجیر بیشتره

تنها بدی آن نسبت آن است که خیلی به صرفه نیست هرجا از چرخ‌دنده استفاده کرد.

معایب دیگر آن سروصدا و ارتعاشات آن است + شکستن و خوردگی دندانه‌ها

+ ایجاد حرارت بین دندانه‌های دو چرخ‌دنده ← جا باید روغنکاری کرد

+ وزن آن نسبت به تسمه و زنجیر خیلی بیشتره ← جاهایی که وزن برامون مهمه نباید چرخ‌دنده استفاده کرد

چرخ‌دنده ساده : (Spur Gear).

راستای دندانه‌ها با راستای شفت یکی است.

PAPCO

ارزان ترین نوع چرخدنده است و دارای انتقال بالا میباشد.

معایب: در حین درگیری شان به صورت ضربه ای است ← (چرخدنده کوچک را پینیون میگویند و چرخدنده بزرگ رو Gear)

در تماس اولیه دندانه Gear به دندانه Pinion به ضربه میزنه

و این باعث لب پریدگی دندانه pinion میشه.

چرخدنده مارپیچ (Hellical Gear):

دارای دندانه های کج نسبت به محور چرخش میباشد.

مزایا: در چرخدنده ساده درگیری فقط

یک نقطه در درگیری است.

در چرخدنده هلیکال درگیری روی یک خط است.

۲۰/۹/۲

← عمر چرخدنده افزایش پیدا میکنه، تماس ضربه ای نیست و پوشش داره، ارتعاش ها کم میشه

(تماس در هلیکال ها پیوسته و کشش است و ضربه ای نیست)

برای تعیین راستگرد بودن یا چپگرد بودن:

ببینید با کدوم دستتون هم راستاست. (در راستای محور باید پیش نگاه کنید)

چرخدنده مخروطی : (Bevel Gear) .

همانند چرخدنده های ساده هستند فقط روی یک سطح مخروطی تراشیده شده .

← محورهای دو چرخدنده متقاطع هستند و موازی نیستند .

* اگر بخواهیم به جای مخروطی از هلیکال استفاده کنیم اشکالش چیه ؟!

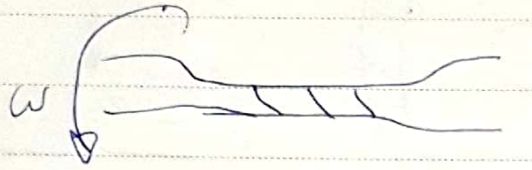
← سطح درگیری به شدت پایین میاد ← در چرخدنده های هلیکال محورها همیشه موازی اند .

* اگه از ۲ چرخدنده هلیکال در کنار هم استفاده کنیم با زاویه خلاف هم ، نیروهای محوری خنثی می‌شوند .

Subject
Date

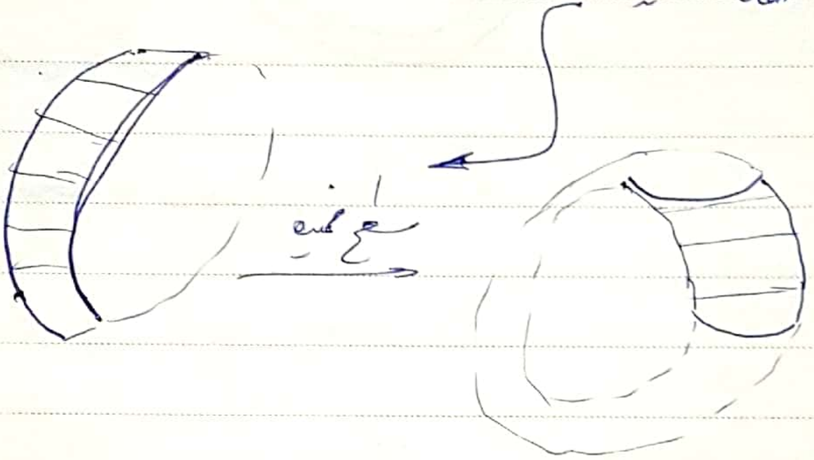
چرخدنده حلزونی (Worm gear) ، کاربرد ← جرثقیل / آسانسور

ایجاد گشتاور برای تبدیل سرعت‌های بالا



معمولا محرک ← Worm است.

متحرک ← Gear



حالا چرا همیشه نمیریم حلزونی بخریم ؟! ← علتش سفت و لغزش است.

← بازده این خیلی پایینه و کل گشتاور موتور رو هدر میده

← شما اگه حلزونی رو بچرخونید ← Gear میچرخه ولی اگه شفت Gear رو بچرخونید

Worm نمیچرخه. ← (Self lock است) ← (فقط یکطرفه)

فقط Worm بچرخه

اگه بخواهد هردو بچرخه باید گیربکس Self lock نمیخوام ← (دوطرفه میخوام)

در آسانسور و جرثقیل از گیربکس حلزونی یکطرفه استفاده میکنیم چرا؟ سقوط می‌کردیم اگر دوطرفه بود ☺

PAPCO

Subject
Date

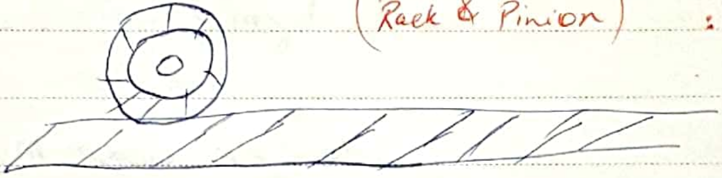
چرخدنده های هیپوئید : (Gears Hypoid)

شبیه چرخدنده های مخروطی هستند با این تفاوت که محورها متنافر هستند.

کاربرد : دیفرانسیل عقب خودرو

عیب : گران بودن و عمر پایین

چرخدنده شانه ای : (Rack & Pinion)



- می توان حرکت دورانی را به حرکت خطی و یا بالعکس تبدیل نمود.
- جهت حرکت دو چرخ و شانه موافق یکدیگر است.

Gear	Ratio Range	Velocity (m/s)	بازده
spur	1:1 to 1:6	۲۵	۹۸-۹۹٪
Hellical	1:1 to 1:10	۵۰	۹۸-۹۹٪
Double Hellical	1:1 to 15:1	۱۵۰	۹۸-۹۹٪
متقاطع با زاویه ای ← Bevel	1:1 to 4:1	۲۰	
Worm-Gear	1:5 to 75:1	۳۰	۲۰-۹۸٪
متقاطع ← Crossed helical	1:1 to 6:1	۳۰	

Subject
Date

قطر دایره گام

گام دایره ای $P = \frac{\pi d}{N}$ ← N: تعداد دندانه ها | $P = \pi m$

مدول $m = \frac{d}{N}$ —واحد→ (mm)

* (در سیستم اینچی: $P = \frac{N}{d}$).

* معمولاً در چرخدنده ها $1 \le m \le 10$ است.

* با داشتن m چرخدنده طراحی شده است.

* در جدول G_1 ردیف اول مدول های توصیه شده را نشان می دهد همیشه سعی شود m را از ردیف اول انتخاب کنند اگر نشد بعد از ردیف دوم نزدیک ترین m به m طراحی را انتخاب کنند.

* مدول چرخ بزرگتر باشد ← دندانه ها درشت تر هستند و بالعکس

**** ۲ تا چرخدنده به شرطی می توانند درگیر شوند که m های شان برابر باشد ****

با Pinion m طراحی می کنیم بعد m ای را که به دست آوردیم به عنوان m همین Gear m باید

* با داشتن مدول چرخدنده ها و تعداد دندانه ها می توانیم قطر گام را به دست آوریم، $d = mN$

$C = \frac{d_P + d_G}{2} = \frac{mN_P + mN_G}{2}$ ← Pinion / Gear

C: فاصله بین دو محور Pinion و Gear

d_P: قطر گام Pinion ، d_G: قطر گام Gear

۲ تا دایره گام بر هم مماس اند

Subject
Date

ادندوم $a =$: فاصله شعاعی از دایره گام تا نوک دندانه

ددندوم $b =$ " " " " ریشه دندانه

$h_t = a + b$: ارتفاع کل دندانه

Clearance ← لقی : $c = b - a$

Tooth system

Full death

* هر وقت گشتاور زیاد بود ← از دندانه کوتاه استفاده میشود (البته چرخش بیشتره ولی چرخ دنده زیر آسیب میزنه)

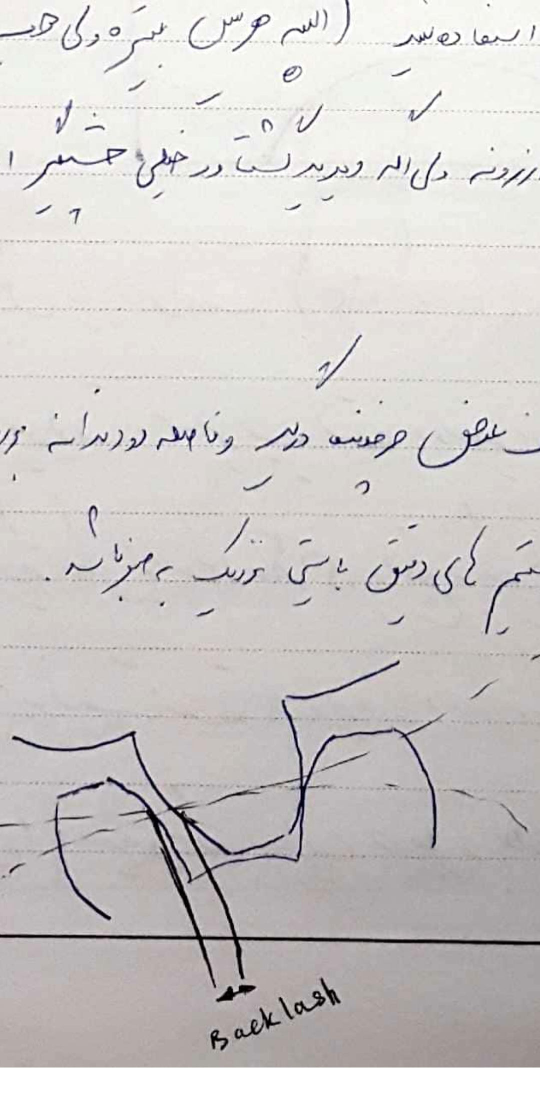
ما معمولاً از دندانه بلند استفاده میکنیم چون ارزونه ولی اگه دیدیم گشتاور خیلی خیلی بیشتر است

از دندانه کوتاه استفاده میشود.

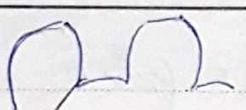
پس زنی (Backlash) : اختلاف ضخامت چرخدنده درگیر و فاصله دو دندانه روی دایره گام

← موجب لقی دورانی میگردد که در سیستم های دقیق بایستی نزدیک به صفر باشد.

وجودش ضروریه



Subject
Date

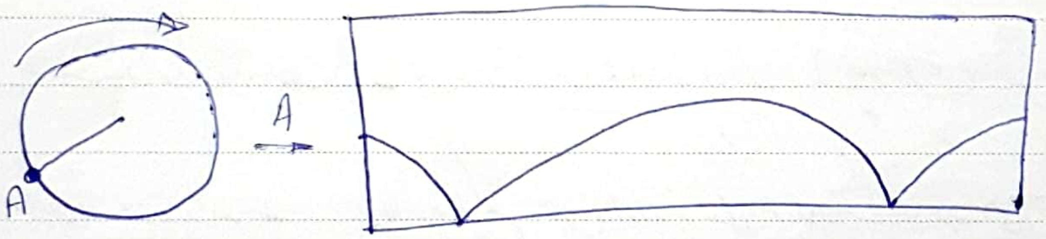


۱) سیکلوئید : (cycloid) ← (انحنای بغل دندانه چرخدنده)

یک منحنی است که توسط حرکت دورانی یک نقطه روی محیط دایره ساخته می‌شود. بدین معنا که یک نقطه روی دایره مرکز دار دور دایره وقتی می‌چرخد نقطه هم با آن می‌چرخد اگر حرکت نقطه روی دایره را دنبال کرده و سپس ترسیم کنیم یک منحنی بوجود می‌آید که به آن سیکلوئید می‌گویند.

* سطوح تماس بیشتر بوده و در نتیجه قدرت باربری بیشتری دارند، ولی به فاصله محوری حساس هستند.

* بیشتر برای چرخدنده های ظریف مانند چرخدنده های ساعت و ابزارهای اندازه گیری استفاده می‌شود.



۲) پیچش یا اینولوت (involute) :

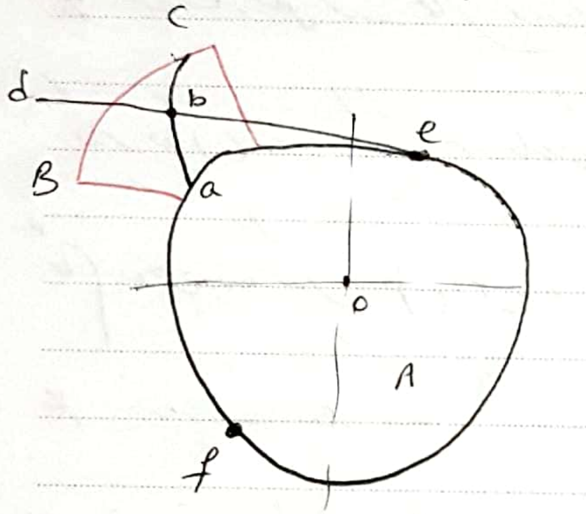
منحنی اینولوت مسیر پیموده شده به وسیله انتهای ریسمانی است که از دور استوانه باز می‌شود به عبارت دیگر مکان هندسی نقطه‌ای واقع بر یک خط مستقیم، هنگامی که آن خط حول دایره‌ای می‌غلتد، یک منحنی اینولوت است. دایره یا استوانه‌ای که این منحنی از آن حاصل می‌شود دایره مبنا (دایره اصلی) نامیده می‌شود. این منحنی دارای خاصیت بسیار مهم ثابت نگه داشتن نسبت

PAPCO

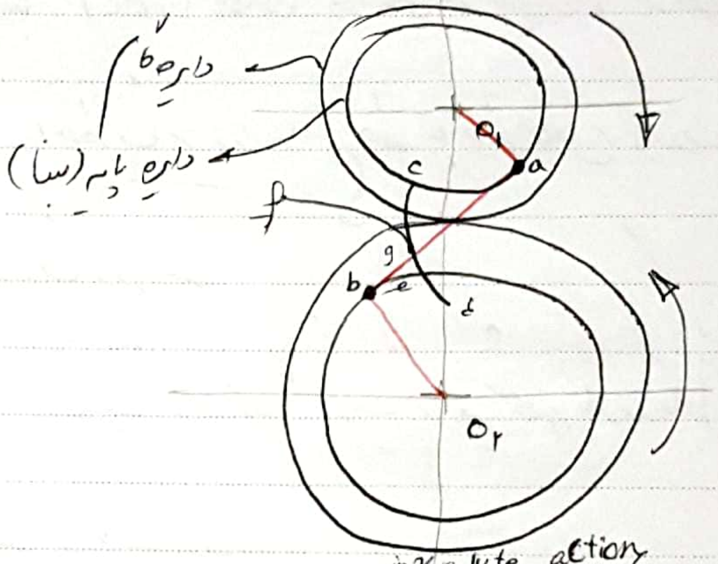
Subject
Date

سرعت بین دو چرخدنده است. در ضمن ساختن بیشتر از منحنی بیشتر از این منحنی استفاده می‌شود. ← فاصله محوری حساس نبود

ولی چون سطح تماس دندانه‌ها به صورت یک خط است، قدرت باربری کمتری دارند.

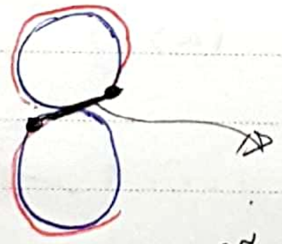


Generation of an involute



involute action

شاخص کنید ← یعنی در حول Pinion چرخیدن یعنی باید حول gear تمام بچرخند



انتهای دو چرخدنده دایره‌ها مماس

در واقع این راستا، راستای انتقال نیرو

بین ۲ چرخدنده است.

* مهم‌ترین ایراد چرخدنده‌های سیکلوئیدی آن است که برای انتقال حرکت با نسبت سرعت زاویه‌ای

ثابت توسط یک جفت چرخدنده سیکلوئیدی، تنها یک فاصله محوری (فاصله بین مراکز) دقیق ضروری وجود دارد.

به عبارت دیگر چرخدنده‌های سیکلوئیدی به تغییر فاصله محوری حساس هستند در حالیکه اینولوت نیستند.

* پس انتخاب ، همگی چرخدنده‌های اینولوتی هستند.

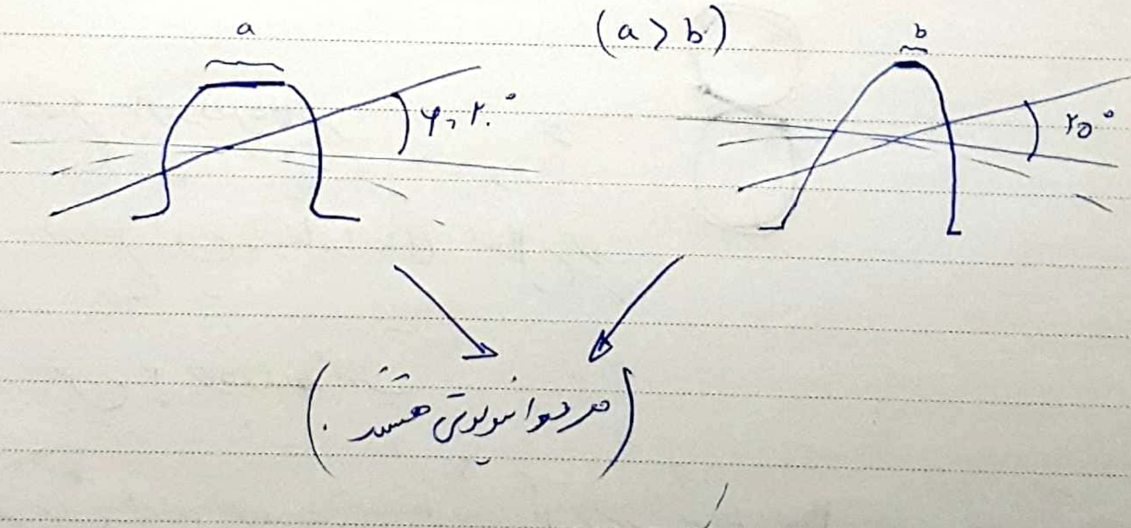
خط و زاویه‌ی فشار

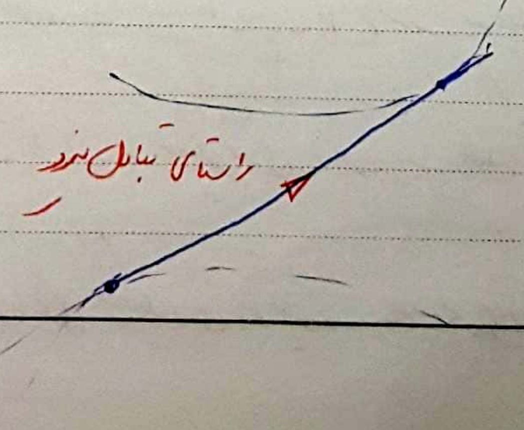
* خط فشار خطی است مماس بر دو دایره مبنا (Base circle) راستای نیروی وارده از دو چرخدنده دیگر و راستای آن نیرو وارد می‌شود. زاویه خط فشار و دارم این خط با خط مماس بر دو دایره گام دو چرخدنده درگیر در محل تماس را ، زاویه فشار می‌نامند.

* زاویه فشار در هر چرخدنده‌ای ثابت است ← چرخدنده‌های درگیر زاویه مشخصی بار رو منتقل می‌شد

* در قدیم زاویه‌ی فشار رو ۱۴° درجه می‌گرفتند که خوب نبود.

* امروزه معمولاً زاویه‌ی فشار را ۲۰° درجه می‌گیرند و در برخی موارد هم ۲۵° . (۴ ، ۲۰°)





Subject

Date

قانون عمومی چرخدنده ها:

تو درگیری می‌خواهیم؛ غلتش خالص بزنیم. ← در غلتش سرعت خطی ایجاد شده که در هر دو چرخدنده دیگر باهم برابرند.

$$V = |r_1 \omega_1| = |r_2 \omega_2|$$

$$\left|\frac{\omega_1}{\omega_2}\right| = \frac{r_2}{r_1}$$

$$\frac{\omega_P}{\omega_G} = -\frac{d_G}{d_P} = -\frac{m N_G}{m N_P} = -\frac{N_G}{N_P}$$

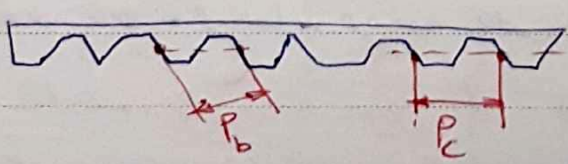
(علامت منفی: جهت چرخش ها مخالف اند)

دایره مبنا: همون دایره‌ای است که نخ رو دورش پیچیدیم.

$$r_b = r \cos\varphi$$

(r_b: شعاع دایره مبنا ، r: شعاع دایره گام ، φ: زاویه فشار)

در چرخدنده های شانه ای:



گام مبنا $= P_b$ ← (ثابت)

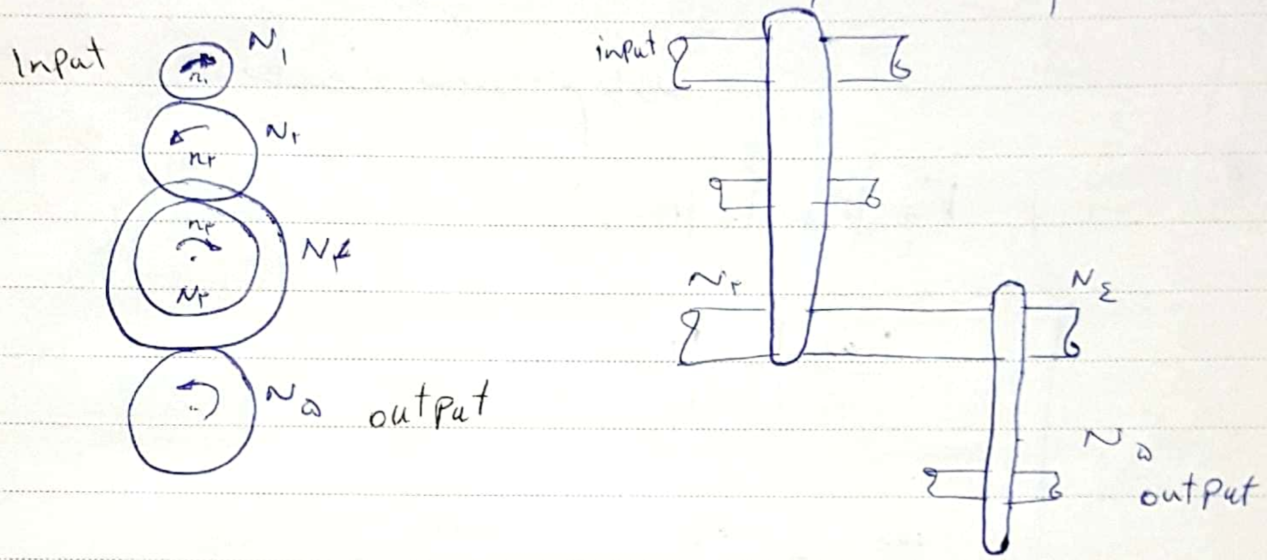
گام دایره ای $= P_c$

$$P_b = P_c \cos\varphi$$

PAPCO

قطار چرخ‌دنده‌ها :

* چرخدنده‌ای که هم Pinion هست هم Gear ← هرزگرد نامیده می‌شود.



$$n_5 = -\frac{N_4 N_2 N_1}{N_5 N_3 N_2} n_1$$

$$e = \frac{\text{حاصلضرب تعداد دندانه‌های محرک}}{\text{- - - متحرک}}$$

نسبت تماس یا درگیری :

تماس دندانه‌ها در نقطه برخورد دایره نوک دندانه یکی از چرخدنده‌ها با خط فشار آغاز می‌شود. (نقطه ابتدا)

در نقطه برخورد دایره نوک دندانه چرخدنده دیگر با خط فشار پایان می‌پذیرد. (نقطه وداع)

* نسبت تماس یا درگیری، عددی است که میانگین تعداد جفت دندانه در حال تماس را نشان می‌دهد.

$$m_c = \frac{q_t}{p} = \frac{L_{ab}}{p\cos\phi} = \frac{\text{طول خط تماس نیرو}}{\text{گام دایره‌ای}}$$

Subject
Date

{
اگر: $m_c = 1$ ← یک دندانه از Pinion و Gear باهم درگیرند

اگر: $m_c > 1$ ($m_c = 2$) ← ۲ دندانه به‌صورت همزمان از Gear و Pinion درگیرند.
}

* مینیمم نسبت درگیری ۱٫۲ است. ($q_t = 1.2p$)

* نسبت درگیری نباید از ۱٫۲ کمتر باشد، چرا که بی‌دقتی در ساخت می‌تواند آن را بیش از این مقدار کاهش دهد و سبب افزایش ضربه بین دندانه‌ها شود و سر و صدا افزایش می‌یابد و عمر کاهش می‌یابد.

* هرچی m_c بیشتر باشه بهتره ← انتقال حرکت نرم‌تر و آرام‌تر صورت می‌گیرد.

* البته خیلی هم نمیشه زیادش کرد چون مدول کم میشه و امکان شکست بالا میره.

تداخل و پدیده زیربُری: (Interference), (Undercutting)

در تداخل دندانه‌های چرخدنده‌ای که تعداد دندانه‌های Pinion از حدی کمتر باشه به ریشه Gear آسیب می‌زند

← هم Pinion هم Gear باید یه حداقلی از دندانه‌ها را داشته باشند.

k	∅ (زاویه فشار)	N_p (Min تعداد دندانه Pinion)
۱ (دندانه بلند)	۱۴٫۵	۳۲
۱	۲۰	۱۸
۰٫۸ (دندانه کوتاه)	۲۰	۱۴
۱	۲۵	۱۲

با افزایش زاویه فشار تعداد دندانه‌ها کاهش می‌یابد.

Subject
Date

الف) رضی :

$$N_p = \frac{2k}{3\sin^2\phi}\left(1+\sqrt{1+3\sin^2\phi}\right)$$

روش‌های ساخت چرخدنده‌ها :

۱. روش هابینگ : (Hobbing) . (متداول‌ترین)

در این روش ابزار ابزاری دوار، مارپیچ و شیاردار، به نام هاب استفاده می‌شود. با حرکت محوری

۲. روش فرم‌زنی یا صفحه‌تراشی (Shaping) .

هم حرکت محوری داریم هم چرخشی

۳. خان‌کشی (Broaching) . (ارزان‌ترین) ← دقتش کم + سریع‌ترین

برای ساخت چرخدنده‌های داخلی کاربرد داره.

۴. فرزکاری (Milling) .

با فرز چرخشی روشته ایجاد می‌شود. چرخش به درجه آزادی کمتر نیاز باشد.

با حرکت عرضی دندانه را ایجاد می‌کند.

۵. ریخته‌گری ← (غیر دقیق ودر تولید انبوه که خیلی حساس نباشن بهترینه)

Subject

Date

انواع شکست در دندانه ها :

۱. شکست به واسطه تنش خمشی تکراری ← در ریشه ها

۲. " " " تنش ابتدایی و سایشی تکراری ← محل تماس دندانه ها (سر دندانه ها)

↓

(pitting)

طراحی چرخدنده ساده :

استانداردها :

۱.	آمریکا ،	AGMA ✓
۲.	اروپا ،	ISO
۳.	روسیه ،	GOST
۴.	ژاپن ،	JIS
۵.	آلمان ،	DIN

معیارهای طراحی چرخدنده ها :

۱. طراحی دندانه بر اساس استحکام خمشی

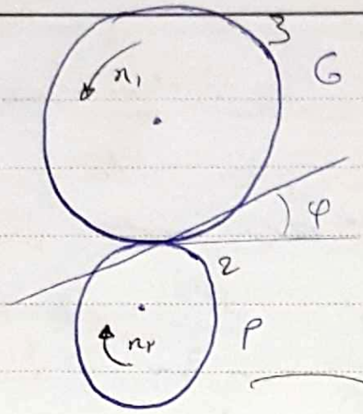
۲. " " " " سایشی

۱. طراحی چرخدنده بر اساس استحکام خمشی :

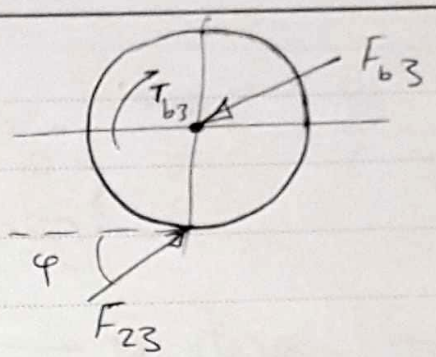
ابتدا تحلیل نیروها

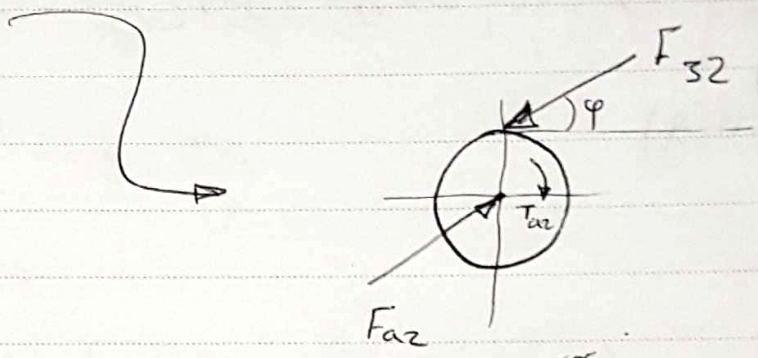
Subject

Date



تحلیل نیرویی





نیروی مماسی

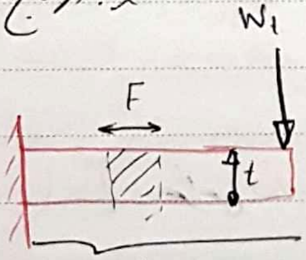
$$W_t = F_{32}^t \longrightarrow T = \frac{d}{2} W_t$$

توان منتقل شده توسط چرخ دنده: $H = T\omega = \left(\frac{W_t d}{2}\right)\omega$

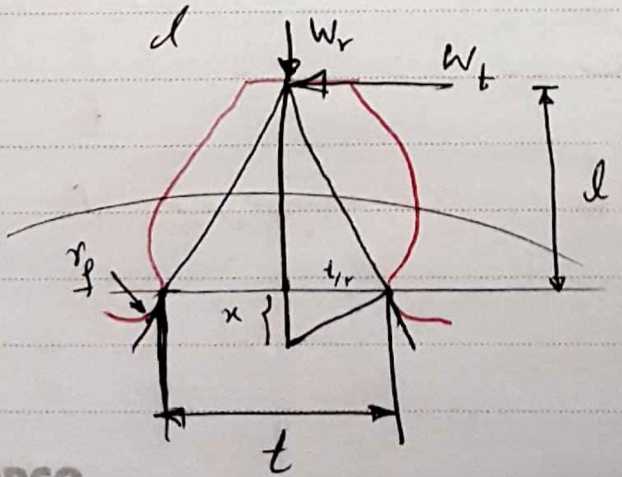
معادله لوئیس: تنش خمشی در دندانه

l: ارتفاع دندانه

فرضیات رابطه لوئیس: فرض کرده دندانه یک تیر یکسر درگیر هست



تشابه مثلث: $\frac{t/2}{x} = \frac{l}{t/2} \rightarrow x = \frac{t^2}{4l}$



لوئیس: چیزی در باب شکست دندانه نمی‌گه

W_t است نه W_r (فشاری)

PAPCO

$\sigma_{\text{خمشی}} = \dfrac{M}{I/c}$ ، $\dfrac{I}{c} = \dfrac{\frac{1}{12}Ft^3}{t/2} = \dfrac{Ft^2}{6} \longrightarrow \sigma = \dfrac{6W_t l}{Ft^2} = \dfrac{W_t}{F}\dfrac{1}{\frac{t^2}{6l}}$

(گام دایره ای)

$\Rightarrow \sigma = \dfrac{W_t}{F}\dfrac{1}{\frac{t^2}{4l}} \times \dfrac{1}{\frac{4}{6}} \overset{\times \frac{p}{p}}{=} \dfrac{W_t\, p}{F(\frac{2}{3})x\, p}$ ⎫ $\sigma = \dfrac{W_t}{Fpy}$

ضریب لوییس ← استفاده شده $y = \dfrac{2x}{3p}$

رابطه لوییس

ضریب ... اصلاح شده ← $\begin{cases} Y = \pi y \\ P = \pi m \end{cases}$ (گام دایره ای / مدول) $\xrightarrow{Py = mY}$ $\sigma = \dfrac{W_t}{F.m.Y}$

مشخصات لوییس: (جواب در پایان ترم)

1. این رابطه تنها تنش خمشی را در نظر می‌گیرد و از اثر نیروی شعاعی فشاری (W_r) صرفنظر می‌کند.

✓ پس با افزایش جبهه [illegible]
2. تمام نیرو را وارد بر یک دندانه می‌داند (نسبت تماس کمتر از ۱٫۲ را) که در واقع چنین نیست.

✓ ...
3. فرض شده است نیرو بر نوک دندانه وارد می‌شود در حالیکه بیشترین نیرو در وسط دندانه وارد است.

نکته!! (صفر بعد)
4. * محاسبات در حالت استاتیکی است در حالیکه بارگذاری دندانه‌های چرخدنده از نوع دینامیکی است.

نکته ★ این که لوییس فرض کرده W_r در تنش اثری نداره خوبه!!

زیرا W_r باعث کاهش تنش کششی می‌شود (W_t باعث ایجاد تنش کششی در ریشه دندانه میشه)

(در جهت خمش) و W_r فشرده کننده است و مخالف آن و باعث تنش فشاری [illegible]

اصلاح رابطه لوییس با اعمال اثرات دینامیکی:

* اگر یک جفت چرخدنده در سرعت صفر یک نیروی F بکشند، در حال حرکت با نیرویی فراتر از F می‌کشند.

* اثرات دینامیکی ناشی از سرعت چرخدنده‌ها، دقت ساخت، دقت نصب که طبق استاندارد AGMA، ضریب سرعت عامل اصلاح است.

چنین ضریب پیشنهاد شده:

$$K_v = \frac{3.05 + V}{3.05}$$ روش ساخت ریخته‌گری (cast iron, cast profile)

$$K_v = \frac{6.1 + V}{6.1}$$ روش فرزکاری (cut or milled profile)

$$K_v = \frac{3.56 + \sqrt{V}}{3.56}$$ روش هابینگ (hobbed or shaped profile)

$$K_v = \sqrt{\frac{5.56 + \sqrt{V}}{5.56}}$$ روش ساخت تراشکاری دنده‌ای / سنگ‌زنی (shaved or ground profile)

اگر دقت ساخت خیلی بالا بود ← $K_v = 1$ بگیرید.

$$\Rightarrow \quad \sigma = \frac{K_v W_t}{F M Y}$$

* فرض اولیه برای V (سرعت خطی چرخدنده‌ها)، $V \simeq 4-5 \ m/s$

Subject
Date

اصلاح رابطه لوییس با تمرکز تنش و اشتراک بار:

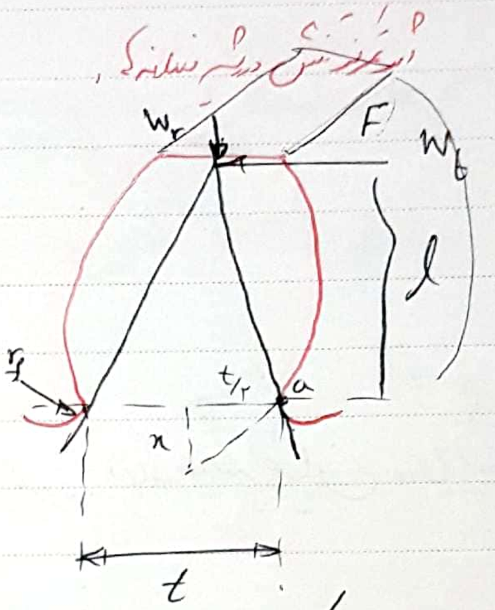
$$k_f = H + \left(\frac{t}{r}\right)^L \left(\frac{t}{l}\right)^M$$

$H = 0/34 - 0/4583662\phi$ (رادیان)

$L = 0/316 - 0/4583662\phi$

$M = 0/290 + 0/4583662\phi$

شعاع ریشه دندانه ← $r = \dfrac{b - r_f}{\left(\frac{d}{2}\right) + b - r_f}$ (b: ددندوم)



ضریب اشتراک بار (m_N): سهم هر دندانه از بار بین دندانه‌های درگیر (load-sharing ratio)

فاکتور هندسی دندانه J: ترکیبی از ضریب لوییس (Y)، ضریب تمرکز تنش (k_f) و ضریب اشتراک بار (m_N)

$$J = \frac{Y}{k_f m_N} \Longrightarrow \sigma = \frac{k_v W_t}{F m J}$$

مقادیر J در جداول G.2 و G.3 قابل مشاهده است. (بر اساس تعداد دندانه‌ها و ϕ)

محاسبه عرض رویه دندانه (F):

عرض رویه دندانه با رابطه زیر قابل تعیین است:

$8m \leq F \leq 12m$ (m: مدول؛ سبک‌تر ← 8m، مستحکم‌تر ← 12m)

$\longrightarrow F = km \longrightarrow 8 \leq k \leq 12$ (از جمع قرار داده) ← ما فرض می‌کنیم $k^* = 10$

$$\Longrightarrow \sigma = \frac{k_v W_t}{\underset{10}{k} m^2 J}$$

از طرفی : $W_t = \frac{T}{r} = \frac{2T}{d} = \frac{2T}{m \cdot N_p}$

$$\Rightarrow \sigma = \frac{2 k_v T}{k m^2 N_p J} \quad \text{لوییس}$$

ضریب اضافه بار ، (k_o)

متناسب با نوع منبع توان و نوع ماشین متحرک ضریب باری جهت ایجاد حاشیه اطمینان برای گشتاور اعمالی می‌توان در نظر گرفت . (G.4)

* اگر منبع توان موتورهای الکتریکی باشد .

$$\frac{\text{گشتاور راه اندازی}}{\text{نامی}} = k_o = \frac{T_{st}}{T_n}$$

$$\Rightarrow \sigma = \frac{2 k_o k_v T}{k m^2 N_p J} \quad \text{لوییس}$$

ضریب اطمینان (استاتیکی) ،

* با استفاده از تعریف ضریب اطمینان طراحی در برابر بارگذاری استاتیکی داریم ،

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma}$$

در طراحی استاتیکی ضریب سرعت را حذف می‌کنیم : $k_v = 1$

$$n_s = \frac{S_y}{\frac{2 k_o T}{k m^2 N_p J}}$$

Subject
Date

اثر ضریب نصف (k_m) ← متناسب با عرض روی دندانه (F)

که نصف توزیع بار بر روی دندانه متغیر است.

از جدول 6.5 قابل محاسبه است.

$$\Rightarrow \sigma = \frac{2k_o k_m k_v T}{k m^3 N_p J}$$ لوییس

معادله طراحی دنده بر اساس تنش خمشی

از صفحه قبل *

$$m = \left[\frac{2k_o k_m T n_s}{k N_p J S_y}\right]^{1/3}$$

mB

ضریب اطمینان طراحی خستگی:

با استفاده از ضریب اطمینان طراحی دنده بر اساس خستگی ناشی از خمش:

$$n_f = \frac{S_e}{\sigma} \longrightarrow n_f = \frac{S_e}{\frac{2k_o k_m k_v T}{k m^3 N_p J}}$$

معادله طراحی دنده بر اساس خستگی خمشی

$$\Rightarrow m = \left[\frac{2k_o k_m k_v T n_f}{k N_p J S_e}\right]^{1/3}$$

mB

* هم باید با n_f بریم و هم n_s و بیشترین m بدست شده را برای دنده در نظر بگیریم. *

PAPCO

Subject
Date

۱۳۰

محاسبه استحکام خستگی :

حدود آزمایشگاهی $S'_e = \begin{cases} 0.5\, S_{ut} & ; S_{ut} \le 1400 \\ 700\ MPa & ; S_{ut} > 1400 \end{cases}$

طبق رابطه مارین ،

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e$$

k_a , k_b ، ← G.6

k_c : ضریب بارگذاری ، بارگذاری خمشی ← $k_c = 1$

k_d ، دما : دماهای پایین‌تر از ۱۲۰ درجه (الزام روغن‌کاری) : $k_d = 1$

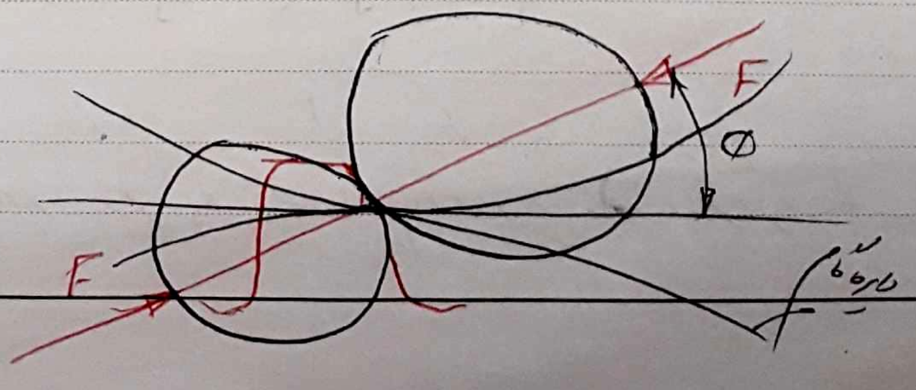
k_e ، ضریب قابلیت اطمینان ← G.7

k_f ، عوامل دیگر

- $S_{ut} \le 1400\ MPa$ ← $k_f = \begin{cases} 1.33 & ; \text{Pinion-Gear} \\ 1 & ; \text{هرزگرد} \end{cases}$
- $S_{ut} > 1400\ MPa$ ← Figure G.2

طراحی بر اساس استحکام سطحی دندانه :

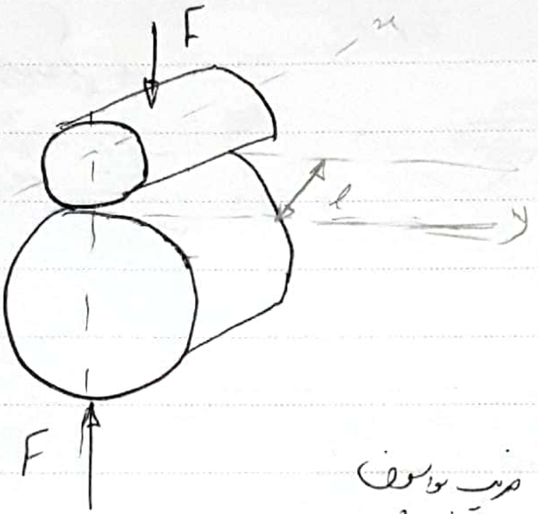
برای محاسبه تنش که می‌توان از تئوری تماس دو سطح استوانه‌ای استفاده می‌شود.

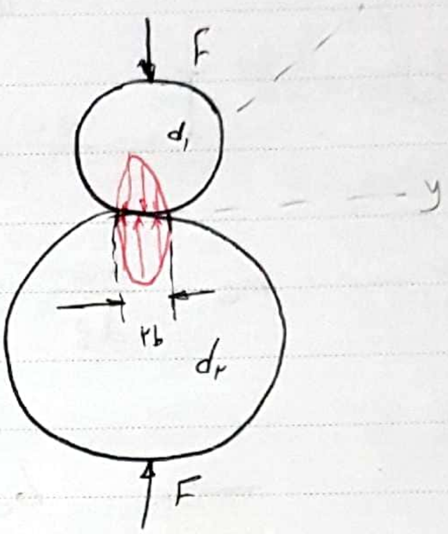


Subject
Date

تنش حداکثر در دو سطح تماس استوانه‌ای:

$$P_{max} = \frac{2F}{\pi b l}$$





ضریب پواسون — مدول یانگ

$$b = \left[\frac{2F}{\pi l}\,\frac{(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{\frac{1}{d_1}+\frac{1}{d_2}}\right]^{1/2}$$

طول استوانه — به قطر استوانه

رابطه شعاع انحنای دندانه که قطر دایره گام پینیون و چرخ دنده:

$$r_1 = \frac{d_P \sin\phi}{2}\ ,\quad r_2 = \frac{d_G \sin\phi}{2}$$

با جایگذاری تنش تماسی σ_c بجای P_{max} و شعاع‌های انحنا در محل تماس دندانه‌ها بجای قطر دایره‌های گام چرخدنده

$$\sigma_c^2 = \frac{W_t}{\pi F \cos\phi}\,\frac{\frac{1}{r_1}+\frac{1}{r_2}}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1}+\frac{1-\nu_2^2}{E_2}}$$

$$\sigma_c = \left[\frac{W_t}{F d_P}\cdot\frac{1}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1}+\frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}\cdot\frac{1}{\frac{\cos\phi\sin\phi}{2}\ \frac{m_G}{m_G+1}}\right]^{1/2}$$

PAPCO

ضریب الاستیک: $C_p^2 = \dfrac{1}{\pi\left(\dfrac{1-\nu_1^2}{E_1}+\dfrac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)}$

ضریب هندسی: $I = \dfrac{\cos\phi \sin\phi}{2}\cdot\dfrac{m_G}{m_G \pm 1}$

+ : برای چرخدنده خارجی

- : داخلی

نسبت سرعت: $m_G = \dfrac{d_G}{d_P} = \dfrac{N_G}{N_P}$

$$\Rightarrow \quad \sigma_c = C_p\sqrt{\frac{W_t}{F\, d_P\, I}}$$

C_p : از جدول 8.G قابل حصول است. (واحد: $\sqrt{MPa}$)

— اصلاح رابطه تعیین تنش سطحی دندانه‌ها:

(ضریب بار)

$$\sigma_c = C_p\sqrt{\frac{K_o K_m K_v W_t}{F\, d_P\, I}}$$

$W_t \to \dfrac{2T}{d_P}$, $d_P \to m N_P$, $F \to km$

$$\Rightarrow \quad \sigma_c = C_p\sqrt{\frac{2K_o K_m K_v T}{k m^3 N_P^2 I}}$$

$n_f = \left(\dfrac{S_H}{\sigma_c}\right)^2$ ضریب اطمینان طراحی خستگی سایشی سطح.

S_H : استحکام سایشی سطح

ضریب عمر — ضریب نسبت سختی

$$S_H = \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} S_H'$$

ضریب دما — ضریب قابلیت اطمینان

حد دوام از لحاظ خستگی سطحی

$$S_H' = 2.76\,HB - 70\ (MPa) \quad ; \quad HB = \frac{S_{ut}}{3.4}$$

سختی برینل — سختی برینل فولاد — سطح عملیات حرارتی

* C_L و C_R از جدول G.9 قابل خواندن است.

* C_H : برای چرخدنده‌های ساده ۱ است و برای هلیکال ← Figure G.4

* C_T : از آنجایی که چرخدنده‌ها در داخل روغن کار می‌کنند دمای کارکرد روغن کمتر از ۱۲۰°C است:

برای $T < 120^{\circ}C$ ← $C_T = 1$

" $T > 120^{\circ}C$ ← $C_T > 1$

معادله طراحی در ارتباط با سایش دندانه

$$\Rightarrow \quad m = \left[\left(\frac{C_p}{S_H}\right)^2 \frac{2 k_o k_m k_v T n_f}{k N_p^2 I} \right]^{1/3}$$

m_w

Subject
Date

* الگوریتم تعیین مدول نهایی چرخدنده،

فرض سرعت خطی چرخدنده و مدول

↓

محاسبه مدول بر اساس استحکام خمشی (ریشه) m_B

↓

〃 〃 〃 〃 سایشی (دندانه) m_W

↓

انتخاب مدول مناسب

$m = \max\{m_B, m_W\}$

↓

استاندارد سازی مدول بر اساس جدول G.1

↓

آیا فرض ها صحیح هستند؟

خیر (خطای تقریب بیش از ۵ درصد است) → اصلاح فرض ها با مدول محاسبه شده → (بازگشت به: فرض سرعت خطی چرخدنده و مدول)

بله (خطای تقریب در بازه مجاز است)

↓

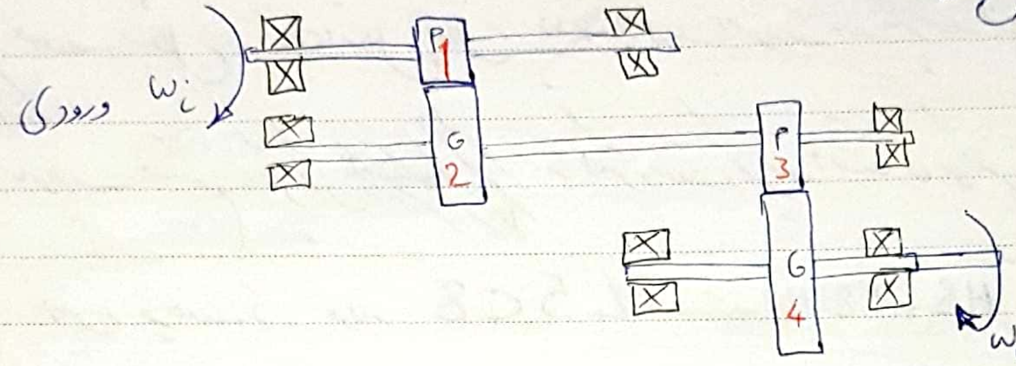
پایان

Subject
Date

۲ مرحله ای

مثال: گیربکس سال قبل

از موتور الکتریکی به گیربکس



مطالب.

* چرا ۲ مرحله ای؟! ← سرعت خیلی زیادی هست و مثلاً می خواهیم ۱/۹ اش کنیم سرعت رو.

* معمولاً در گیربکس های چند مرحله ای جفت چرخدنده ها مشابه هستند. یعنی مثلاً اگر در نهایت بخواهی سرعت رو ۱/۹ کنی ← یه بار ۱/۳ میشه و یه بار دیگه هم ۱/۳ میشه ← به عبارت دیگر:

$i' = \sqrt[n]{i}$

i ؛ نسبت سرعت در کل گیربکس

i' ؛ " " در هر مرحله

n ؛ تعداد مراحل ← (در اینجا ۲ مرحله ای)

* اگه گیربکس ها مشابه باشند ⟸ هم محاسبات کمتره هم هزینه کمتره

* حالا که گیربکس ها مشابه هستند و با طراحی رو براساس Pinion شروع میکنیم. حالا کدوم Pinion؟

۱ یا ۳؟! ← اونی که گشتاور بیشتری داشته باشه ← حالت بد رو می‌خوایم طراحی کنیم.

صورت سؤال: برای انتقال توان 10 kW از یک الکتروموتور باید طراحی شود از یک گیربکس دو مرحله‌ای ساده با چرخ‌دنده ساده مستقیم. گیربکس به الکتروموتور و کمپرسور استفاده می‌شود.

جنس چرخ‌دنده‌ها: فولاد 45C8 ← HB = 340 MPa ← (سختی = 340 BHN)

ضریب راه‌اندازی الکتروموتور: 1.4 ، $w_e = 510$ rpm و $w_i = 4072$ rpm

عمر مورد انتظار: 10 سال با 1 شیفت کاری 8 ساعته

حل: طراحی از Pinion 3 شروع می‌شود. زیرا گشتاور اعمالی بر Pinion 3 از گشتاور اعمالی بر Pinion 1 بیشتر است.

$$w_i = 4072 \text{ rpm}, \quad w_e = 510 \text{ rpm} \longrightarrow i = \frac{w_i}{w_e} = 8$$

$$\longrightarrow i = \sqrt{8} \cong 2.8284$$

ابتدا باید سرعت دوران Pinion 3 را پیدا کنیم. ← $w_{II} \cong 1440$ rpm

$$T_3 = \frac{P_3}{w_{II}} = \frac{10 \text{ kW}}{1440 \times \frac{2\pi}{60}} = 66.314 \text{ N.m}$$

فرض می‌کنیم 10% توان در طول محور انتقال می‌یابد
← این فرض به عنوان overdesign در طراحی حساب می‌شود

فرض: زاویه فشار ... در طراحی ... (معمولاً) ←

$$\frac{510}{1440} = \frac{w_e}{w_{II}} = \frac{N_P}{N_G} \longleftarrow N_P = 18 \longleftarrow \phi = 20^\circ$$

Subject
Date

$N_G = ۵۰/۹۱$ —(نزدیکترین عدد صحیح)→ $N_G = ۵۱$

طراحی دنده بر اساس خمش:

$$m = \left[\frac{۲k_o k_m k_v T (n_{f_1 n_f})}{K N_p J S_e}\right]^{۱/۳}$$

—$G_۲$ (نمودار)→ $J = ۰/۳۴۴۲۲$

ضریب سرعت —با توجه به فرآیند ساخت→ $k_v = ?$ —(ساخت چرخ دنده)/با تحمل ترین روش را انتخاب می‌کنیم→ هاب

تراشکاری: $k_v = \frac{۳/۵۶+\sqrt{V}}{۳/۵۶}$ —فرض V→ $۴ < V < ۵ \ m/s$

—فرض→ $V = ۵ \ m/s$ → $k_v = ۱/۶۲۸$

ضریب بار: $k_o = ?$ —G.4→ * چون مشخصات ورودی را نداریم

$k_o = \frac{T_{st}}{T_n} = ۱/۴$ → مسئله ۲ ما داده

حداکثر گشتاور معقول / گشتاور معقول

$k_m = ?$ —میدانیم→ $F = km$ —تقسیم→ f ⟶ $۸ \le k \le ۱۲$

⟶ $k = ۱۰$ ✓

صورت نصف $k_m = ?$ —G.5→ ?

$k_m = \frac{F_{st}}{F_n}$

صورت کلی برای تعیین k_m: جدول ملاحظات مربوط به لولیت مستقیم گیربکس، گیر سود حرکت توان نصف را دقیق در نظر گرفت.

$m = ?$ ⟵ $f = \overset{۱۰}{k} . m$; f را هم میخواهیم که نداریم.

اما میدانیم ⟶ $V_p = \frac{d_p}{۲} \omega = \frac{m N_p}{۲} \omega_p$ $(V = r\omega)$

⟶ $$m = \frac{۲ V_p}{N_p \omega_p}$$ تقریب مدل — جهت فرض

$$m_{فرض} = \frac{۲ \times ۵}{۱۸ \times ۱۴۴۰ \times \frac{۲\pi}{۶۰}} \Rightarrow m = ۳,۷ \, mm$$

جدول G.1 ⟶ (استاندارد m) $m = ۴ \, mm$ ⟶ $f = ۱۰ \times ۴ = ۴۰$

G.5 ↓

$k_m = ۱,۳$

Subject
Date

ضریب خستگی $n_f = ?$ → برای چرخ دنده ۲ مورد مناسبه ✓

اگه اینجا بزرگتر بود → کمتر ببرید

اگه اینجا کمتر بود → بیشتر ببرید

حد دوام ثانویه $S_e = ? \longrightarrow S_e = S'_e (k_a \cdots k_f)$

$S_{ut} = ۷۰۰\,MPa \rightarrow S_{ut} < ۱۴۰۰\,MPa \longrightarrow S'_e = ۰/۵ S_{ut} = ۳۵۰\,MPa$

ضریب سطح: $k_a = ?$ →(جدول 6.6 تبل) $S_{ut} = ۰/۷\,GPa$ →(سنگ‌زنی) $k_a = ۰/۷۲$

ضریب اندازه: $k_b = ?$ →(6.6) چرخ دنده $m = ۴$ → $k_b = ۰/۹۳۰$

ضریب بار: $k_c = ۱$ → (خمش محض)

ضریب دما: $k_d = ۱$ → ($T < ۱۲۰\,^\circ C$ آنالوگ)

ضریب اطمینان: $k_e = ?$ →(6.7) $R = ۹۰\%$ (قابلیت اطمینان) → $k_e = ۰/۸۹۷$

ضریب شکل هارمونی چرخ‌دنده: $k_f = ?$

- $S_{ut} > ۱۴۰۰$ → Figure 6.2 → ---
- $S_{ut} < ۱۴۰۰$ →
  - ۱/۳۳ ; Gear – Pinion ✓
  - ۱ ; هرز گرد

→ $k_f = ۱/۳۳$

→ $S_e = ۰/۷۲ \times ۰/۹۳ \times ۱ \times ۱ \times ۰/۸۹۷ \times ۱/۳۳ \times ۳۵۰ = ۲۷۹/۶\,MPa$ ✓

PAPCO

Subject
Date

حالا می‌توانیم مدول محاسبه شده رو تک خمش بدست بیاریم:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2k_o k_v k_m T n_f}{k N_p J S_e}} = 3.58\ mm$$

↓ استاندارد G_1

4

m بدست آمده دقیقاً همان m فرض شده شد. ✓

مدول خمش: $m_b = 4mm$

* (در انتخاب مدول باید بالاتر رو انتخاب کنیم) *

البته این هم بستگی به بازار داره چند کمتر و اصلاً این تغییر مصرف در بازار باشه مدام باید بیشتر بگیرید...

طراحی براساس سایش:

می‌دانیم:

$$m_w = \left[\left(\frac{C_p}{S_H}\right)^2 \left(\frac{2k_o k_m k_v n_f T}{k N_p^2 I}\right)\right]^{1/3}$$

1.4, 1.3, 1.26, 2, 66.34 ; k = 10, N_p = 18

پارامترهای C_p و S_H و I مجهول‌اند.

ضریب الاستیک: 1) $C_p = ?$ $\xrightarrow{G.8}$ steal - steal → $C_p = 191\sqrt{MPa}$ ← معمولاً سبب سرتری

ضریب سطح هندسی: $I = ?$ ⟶ $I = \frac{\sin\phi \cos\phi}{2} \frac{m_G}{m_G+1}$ ⟹ $I = 0.12$ ($\phi = 20°$, $\sqrt{8}$)

PAPCO

Subject
Date

$S_H = ?$ —تعریف مهندسی→ $HB = \frac{S_H}{3.14}$

طراحی → $S_H = \frac{C_L\, C_H}{C_T\, C_R}\, S'_H$; $S'_H = 2.76\,HB - 70$ (۳۴۰)

$S'_H = 868.4\ MPa$

G.9
- عمر ۱۰ سال —بالای 10^8 سیکل→ $C_L = 1$ ضریب عمر
- عمر دقیق: سیکل ۱۰ سال → $L_p = 10 \times 250 \times 1 \times 8 \times 1440 \times 60 = 1.7 \times 10^9$ سیکل
- $1.7 \times 10^9 > 10^8$ → $C_L = 1$
- چرخ‌دنده کاربرد مهندسی ۹۹٪ → $C_R = 0.8$ ضریب قابلیت اطمینان ۹۹٪
- $T < 120^\circ C$ → $C_T = 1$ ضریب دما
- چرخ‌دنده ساده → $C_H = 1$ ضریب نسبت سختی

→ $S_H = \frac{1 \times 1}{1 \times 0.8} \times 868.4$ → $S_H = 1085.5\ MPa$

→ $m_w = \sqrt[3]{\left(\frac{191}{1085.5}\right)^2 \left(\frac{2 \times 1.4 \times 1.3 \times 1.628 \times 2 \times 66.314}{10 \times (1.8)^2 \times 0.12}\right)} = 3.97$ (m_w مسئله سایش)

→ $\max(m_b, m_w)$ → ~~4.2 mm~~ 3.97 mm

m_b: 3.58 ; m_w: 3.97

استاندارد G.6 ↓

$m = 4\ mm$

اول $m_b = 4$ در نظر گرفتیم برای این بوده بسنجیم m فرض شده درسته یا نه

Subject
Date

1

* معیار تعیین ضخامت جسم چرخدنده جهت اطمینان از مناسب بودن برای اینکه رشد ترک دندانه ناشی از شکست خستگی رخ ندهد، لذا باید از یک حدی بیشتر باشد:

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \geq 1.2$$

h_t ⟶ addendom + didendom

2

* سوراخ چرخدنده نباید از یک حدی بزرگتر باشد.

رابطه تجربی مفید برای تخمین حد بالای سوراخ چرخدنده:

$$d_o \leq d_p\left(0.5 + 0.0344\sqrt{N_p - 12}\right)$$

(d_p: قطر گام pinion)

اگر این حد نقض شد (قطر سوراخ بزرگتر شود) ⟵ باید m (مدول) را افزایش دهید.

لحاظ کردن 1 . 2 در مثال + مشخصات چرخدنده در مثال:

پینیون گیر 3.9: $m = 4$, $\phi = 20^\circ$, $N_p = 18$, $N_G = 51$

عمق کامل: $h_t = 2.25\, m = 9\,mm$ — (h_t = addendom + didendom)

$$t_R = 1.2\, h_t = 10.8\,mm$$

$$(d_p) = m N_p = 4 \times 18 = 72\,mm$$

$$(d_o)_{Pinion} \leq 42\,mm$$

PAPCO

Subject
Date

Gear های ۲ و ۴ :

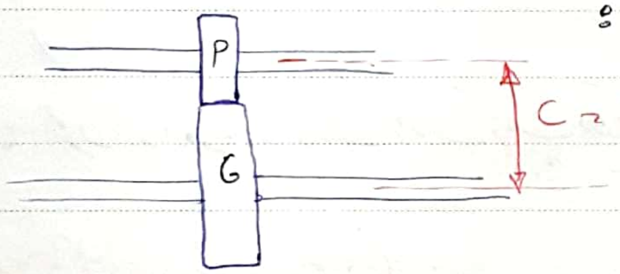
$m = ۴$, $\phi = ۲۰^\circ$, $N_G = ۵۱$, $d_G = m N_G = ۴ \times ۵۱ = ۲۰۴ mm$

$h_t = ۲/۲۵ \times m = ۹ mm$

$t_R = ۱/۲ \, h_t = ۱۰/۸ mm$

$(d_o)_{Gear} \leq ۱۹۰/۷ \, mm$; حداکثر قطر سوراخ چرخدنده‌های درگیر

نکته بعدی فاصله بین محورهاست :



$$C = \frac{d_P + d_G}{۲} = \frac{m(N_P + N_G)}{۲} = ۱۳۸ mm$$

(۴ ، ۱۸ ، ۵۱)

طراحی چرخدنده‌های هلیکال :

زاویه هلیکس ، زاویه بین دندانه مورب نسبت به محور استوانه چرخدنده یا پیچ است. مکمل این زاویه، زاویه پیشروی (Lead angle) است که نسبت به راستای عمود بر محور استوانه محاسبه می‌گردد.

$$۱۵^\circ \leq \psi \leq ۲۵^\circ$$

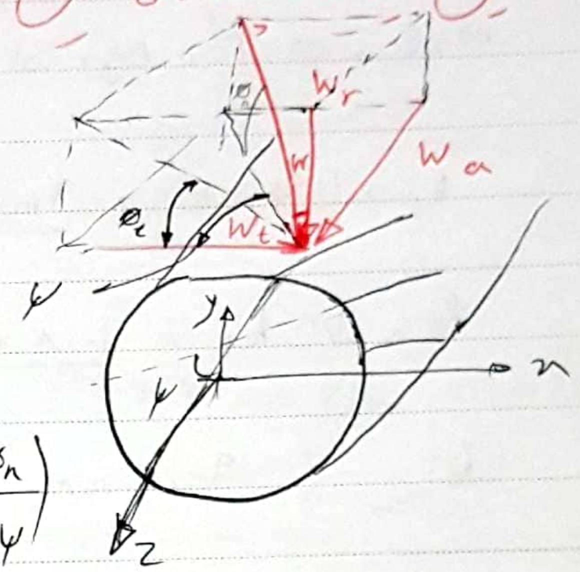
PAPCO

Subject
Date

زاویه فشار نرمال

$$\begin{cases} W_r = W \sin\phi_n \\ W_t = W \cos\phi_n \cos\psi \\ W_a = W \cos\phi_n \sin\psi \end{cases}$$

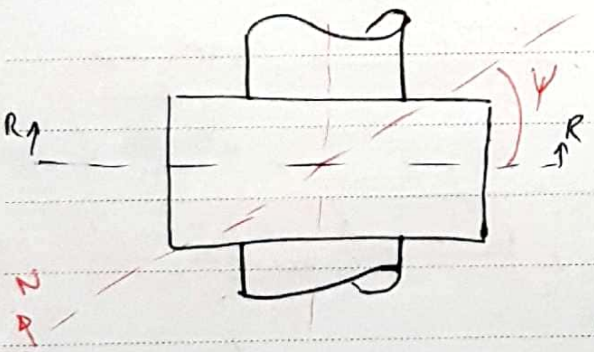
تحلیل نیروی در چرخدنده‌ی هلیکال:



$$\begin{cases} W_t = \dfrac{2T}{d} \\ W_r = W_t \tan\phi_t \quad ; \quad \phi_t = \tan^{-1}\left(\dfrac{\tan\phi_n}{\cos\psi}\right) \\ W_a = W_t \tan\psi \end{cases}$$

* نیروی محوری را با قانون دست راست و چپ تعیین کنید و نیروی متحرک میشه عکس اون.

قطر دایره گام مجازی و تعداد دندانه مجازی:



قطر دایره گام مجازی : $d_e = \dfrac{d}{\cos^2\psi}$

تعداد دندانه مجازی : $N_e = \dfrac{N}{\cos^3\psi}$

* تعداد دندانه‌های دیگر معادل در چرخدنده هلیکال بیشتر از چرخدنده ساده است : $N_e > N$

Subject
Date

P: گام دایره‌ای

P_n: گام دایره‌ای نرمال

N: تعداد دندانه

P_a: گام محوری

$P_a = \frac{P}{\tan\psi}$

$15^\circ \le \psi \le 25^\circ$

$P_n = P\cos\psi \rightarrow \pi m_n = \pi m\cos\psi$

$\phi_n = 20^\circ$

$\rightarrow m_n = m\cos\psi \rightarrow m = \frac{m_n}{\cos\psi}$

مدول‌های نرمال استاندارد: $m_n (mm)$: 1, 1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10

قطر دایره گام چرخدنده هلیکال: $d = mN = \frac{m_n}{\cos\psi} N$

فاصله بین محورهای دو چرخدنده هلیکال: $C = \frac{d_P + d_G}{2} = \frac{m(N_P + N_G)}{2}$

$= \frac{m_n(N_P + N_G)}{2\cos\psi}$

طراحی چرخدنده هلیکال بر اساس استحکام خمشی:

مدول نرمال بازنویسی $\rightarrow m = \frac{m_n}{\cos\psi}$

برای چرخدنده ساده $\rightarrow m = \left[\frac{2 K_o K_m K_v T n_f}{k N_P J S_e}\right]^{1/3}$

همپوشانی روی انحراف $\rightarrow F = km \quad ; \quad k \geq \frac{\pi}{\tan\psi}$

Subject
Date

* ضریب سرعت: $k_v = \sqrt{\frac{5.56+\sqrt{V}}{5.56}}$

(چون چرخدنده‌های هلیکال را به روش ماشینکاری دقیقتری می‌توانند تولید کنند)

* ضریب فاکتور هندسی (J): $J = J' J_0$

(Figure 6.3):

- معادل: $J_0 - \psi$ + تعداد دندانه‌های Pinion
- مدرن: $J' - \psi$ + Gear // //

$$m_n = \left[\frac{2 k_o k_m k_v T n_f \cos^3\psi}{k N_p J S_e}\right]^{1/3}$$

$k_v = \sqrt{\frac{5.56+\sqrt{V}}{5.56}}$ ، $k = \frac{\pi}{\tan\psi}$ ، $J = J' J_0$

مدل چرخدنده هلیکال بر اساس استحکام خمش

طراحی چرخدنده هلیکال بر اساس استحکام سایشی:

$$I = \frac{\cos\phi_t \sin\phi_t}{2 m_N} \cdot \frac{m_G}{m_G \pm 1} \quad ; \quad m_G = \frac{N_G}{N_p} = \frac{d_G}{d_p}$$

$m_N = ?$

PAPCO

Subject
Date

m_N = نسبت اشتراک بار (Load Sharing ratio).

برای چرخدنده‌های ساده ; $m_N = 1$

" " هلیکال ; $m_N = \frac{P_N}{0{,}95\, Z}$

گام دایره‌ای نرمال $P_N = P_n \cos\phi_n$

$Z = A + B - C$;
$A = \left[(r_P + a)^2 - r_{bP}^2\right]^{1/2}$
$B = \left[(r_G + a)^2 - r_{bG}^2\right]^{1/2}$
$C = (r_P + r_G)\sin\phi_t$

a : ادندوم ، r_b : شعاع دایره مبنا

$r_b = r\cos\phi_t$, $a = k\, m_n$

دندانه کامل ① یا ۰/۸ دندانه کوتاه

اگر $A > C$: $A = C \Leftarrow Z = B$

" $B > C$: $B = C \Leftarrow Z = A$

اصلاح ضریب نسبت سختی دندانه‌ای هلیکال : (C_H)

$k = \frac{(HBN)_P}{(HBN)_G}$: if $k < 1{,}2 \longrightarrow C_H = 1$

if $k > 1{,}2 \longrightarrow$ Figure 6.14

معمولا دندانه‌های Pinion را سخت‌تر می‌سازند چون دور بیشتری داره.

* دیدن سؤال هلیکال‌ها (m_n) : هرچی که بدتر باشد ، اولین عدد بزرگتر رو انتخاب کنید.

$1{,}2 \longrightarrow 1{,}25$ ✗ بزرگتر $1{,}5$ ✓

Subject

Date

$$m_n = \left[\left(\frac{C_p}{S_H}\right)^2 \frac{4 k_o k_m k_v T n_f \cos^4\psi}{k \; N_p^2 \; I}\right]^{1/3}$$

C_H

$k = \frac{\pi}{\tan\psi}$

مدول چرخ‌دنده هلیکال

بر اساس استحکام سایشی

حالا برید ادامه الگوریتم رو انجام بدید مثل m_g بزرگتر یا m_w و استانداردسازی و ...

تمرین اختیاری:

مثال داده شده در قسمت چرخ‌دنده‌های ساده را با فرض چرخ‌دنده هلیکال حل کنید.

$\phi_n = 20^\circ$ ، $\psi = 15^\circ$

PAPCO

Subject
Date

فرض کنید کلاچ نو باشد ← $P = P_a =$ ثابت

$$F = p\int_{d/2}^{D/2} 2\pi r\, dr$$

$$\rightarrow F = \frac{\pi P_a}{4}(D^2 - d^2)$$

$$T = \frac{\pi f P_a}{12}(D^3 - d^3)$$

با حذف P نتیجه می‌شود

$$T = \frac{F f}{3}\,\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$$

برای داشتن کلاچ:

$$T = F f R_e$$

گشتاور انتقالی کلاچ (T)، نیروی اعمالی (F)، ضریب اصطکاک (f)، شعاع موثر (R_e)

رابطه کاربردی

$$R_e = \frac{1}{3}\,\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$$

Subject
Date

فرض کنید کلاچ نو باشد ← $P = Pa =$ ثابت

$$F = p\int_{d/2}^{D/2} 2\pi r\, dr$$

$$\longrightarrow F = \frac{\pi Pa}{4}(D^2 - d^2)$$

$$T = \frac{\pi f Pa}{12}(D^3 - d^3)$$

با حذف P [illegible]

$$T = \frac{Ff}{3}\,\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$$

برای راحتی کار:

رابطه کاربردی

$$T = F\,f\,R_e$$

گشتاور انتقالی کلاچ ← T

نیروی اعمالی ← F ، ضریب اصطکاک ← f ، شعاع موثر ← R_e

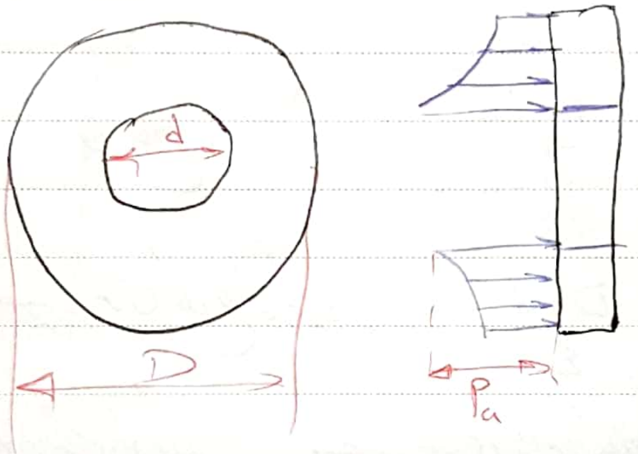
$$R_e = \frac{1}{3}\,\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$$

اما طراحی که در مرحله دیگه فشار ثابت نیست ولی سایش ثابت میمونه.

$$W \propto PV \qquad \underline{V = r\omega} \qquad pr = p_a \frac{d}{2}$$

(W: سایش — P: فشار — V: سرعت خطی)

هرچی از مرکز دورتر بشیم فشار کاهش پیدا میکنه.



$$F = \int_{d/2}^{D/2} 2\pi p r \, dr = \frac{\pi p_a d}{2} (D - d)$$

$$T = \int_{d/2}^{D/2} 2\pi f p r^2 \, dr = \frac{\pi f p_a d}{8} (D^2 - d^2)$$

$$T = F_a f R_e$$

$$R_e = \frac{D+d}{4}$$

Subject
Date

* جهت افزایش کلاچ از چندین صفحه استفاده می‌شود.

- محاسبه ظرفیت کلاچ

$$T = Z F f R_e$$

$$Z = Z_1 + Z_2 - 1$$

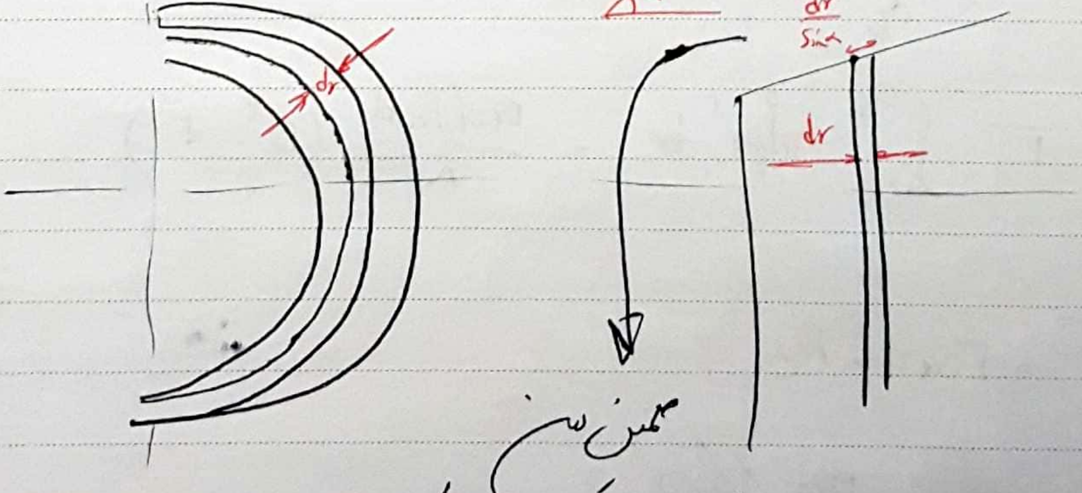
تعداد صفحه‌هایی که به محور وصل هستند ← Z_1 ، Z_2 → تعداد صفحه‌هایی که به پوسته وصلند.

$$R_e = \frac{1}{3}\,\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$$ ، برای کلاچ نو

$$R_e = \frac{D+d}{4}$$ ، برای کلاچ کارکرده ← فرض در شرایط بدینه

چون بدترین حالت بیشتری کار می‌کند ← مبنای طراحی کلاچ کارکرده است.

کلاچ اصطکاکی مخروطی ، $\alpha \geq 12.5^\circ$ معمولاً بین ۱۰ تا ۱۵ درجه



همین بین

مستقاد در ردیف ۵ برابر مثلی

PAPCO

Subject
Date

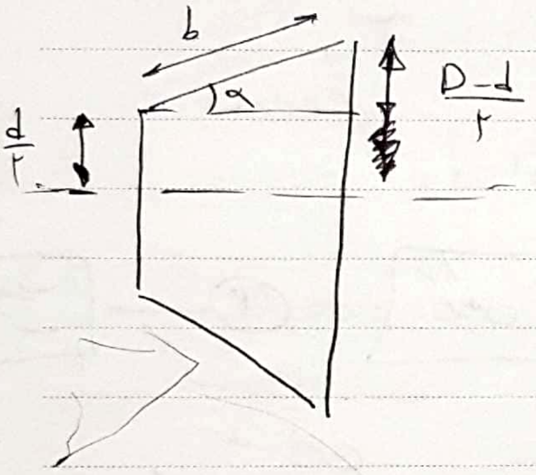
- ظرفیت طلق مخروطی:

$T = F f R_e$

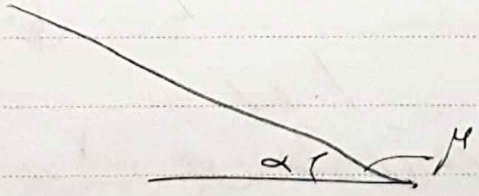
طلق کامل شده: $R_e = \frac{(D+d)}{4 \sin\alpha}$

نو شده: $R_e = \frac{1}{3\sin\alpha} \frac{D^3-d^3}{D^2-d^2}$

- محاسبه طول بال مخروطی:



$b = \frac{D-d}{2\sin\alpha}$



اگر α کمتر از μ باشه

↓

✓ خود قفل می‌شن در طلق مخروطی نباید بشه

$\alpha \geq \tan^{-1}\mu$

خیلی خوبه ولی نه زیاد چون اگر اثر مثبت نیم بکنیم
دو مزیت داره اما از کار خارج میشن

ما سعی می‌کنیم α بزرگتر باشه از $\tan^{-1}\mu$ ولی نه خیلی زیاد نه که وزن خیلی زیاد نشود و از دست نشه

برای همین زمان که مقادیر برای نقش کلاس $\alpha = 15^\circ$ ...

- مقایسه ظرفیت انتقال گشتاور در طلق مخروطی با صفحه‌ای:

$\frac{T_{cone}}{T_{plate}} = \frac{1}{\sin\alpha} = \frac{1}{\sin 12.5} = 4.62$

گشتاور تقریباً ۵ برابر پلیتی.

Subject
Date

ملاحظات طراحی کلاچ:

گشتاوری که می‌خواهیم انتقال دهیم

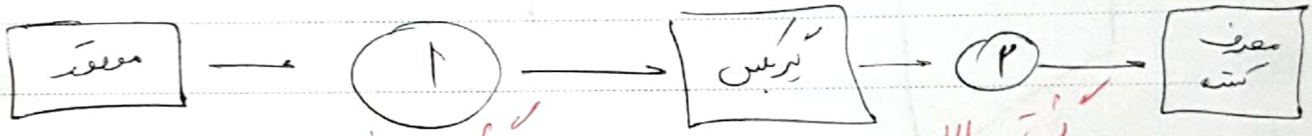
$T_{طراحی} = K_s T_0$

↓

ضریب بار ⟷ بیش از حد معمول چقدر بار اضافه شده

محدوده اصطکاک در کلاچ خودرو: $0.2 \le \mu \le 0.4$

فشار اصطکاکی: $0.1\ N/mm^2 \le P_{all} \le 0.25\ N/mm^2$



کلاچ رو کجا بگذاریم؟

← در ۱: چون گشتاور کمتری لازم دارد

در ۲ ترمز می‌گذاریم ← ترمز انرژی جنبشی رو به حرارت تبدیل می‌کند (۷ رو هم ببینیم)

وظیفه‌ی کلاچ ← وصل و جدا کردن شفت‌ها و هم سرعت کردن آنها

وظیفه‌ی ترمز ← تبدیل انرژی جنبشی به حرارت (هر دو شفت رو سرعتشونو صفر کنه)

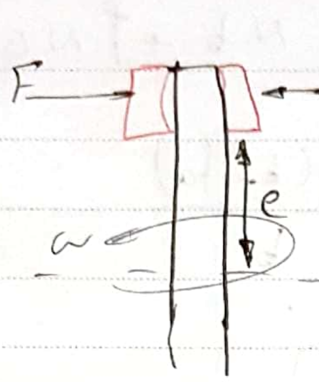
ولی ساختارشون مشابه است

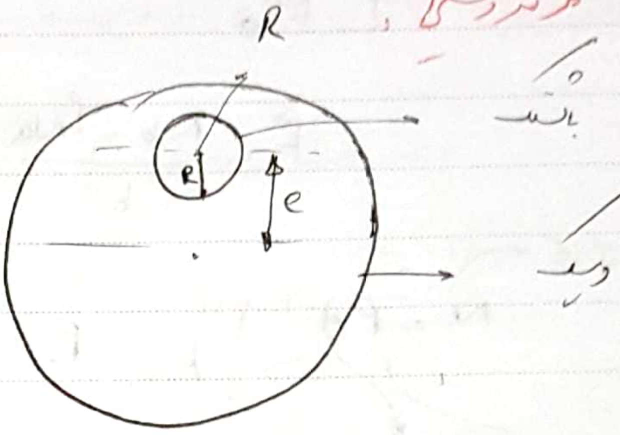
PAPCO

Subject
Date

ترمزهای دیسکی

ترمز دیسکی :





$F = \pi R^2 p_{av}$

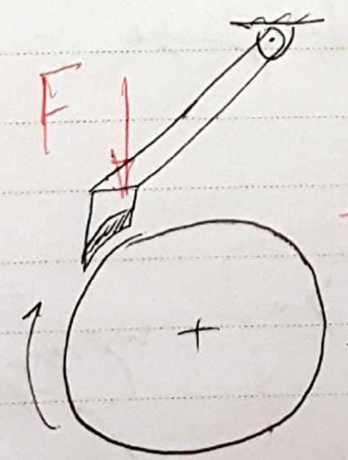
$T = fFr_e$; $r_e = \delta e$

در عمل $\frac{R}{e}$ را داریم ← δ به دست میاد ← r_e به دست میاد.

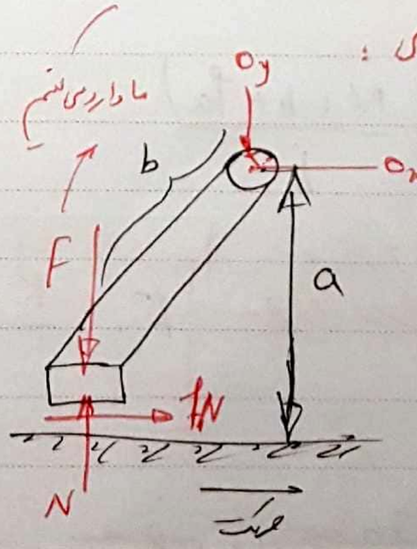
هدف در ترمزها اینه که بتونیم F را تأمین کنیم.

مشکل اصلی ما هم در ترمزها دماست. ← برای اینکه بعد از مدتی دما انقدر نره بالا که صفحه‌ها میسوزن ← داخل همین صفحه‌ها را سوراخ سوراخ می‌سازند تا انتقال حرارت داشته باشه.

ترمز کفشکی :



دیاگرام آزاد
برای بالشتک



Subject
Date

(نیرویی که ما وارد می‌کنیم نیروی اصطکاک رو تقویت می‌کنه)

(۴) $\sum M_o = 0 \rightarrow F.b - N.b + f.N.a = 0$

$$F = \frac{Nb - fNa}{b} = \frac{N(b - fa)}{b}$$

نیروی عمود ← $N = P.A$ ← فشار بین لنت و سطح ترمز / سطح لنت ترمز

$$\boxed{F = \frac{P.A(b - fa)}{b}}$$

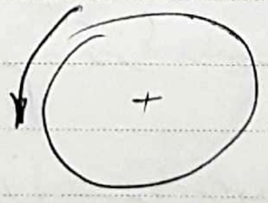
نیروی ترمزگیری

اگه $b - fa = 0 \rightarrow \boxed{f = \frac{b}{a}}$

شرط خود قفل شوندگی: هم خوبه هم بد

اصطکاک بالا / کنترل خارج میشه

حالا اگه درام برعکس بچرخه:



با نوشتن روابط:

$$F = \frac{N(b + fa)}{b}$$

نیروی ترمزگیری ←

$$\boxed{F = \frac{P.A(b + fa)}{b} > 0}$$

دیگه هیچ وقت خود قفل نمیشه

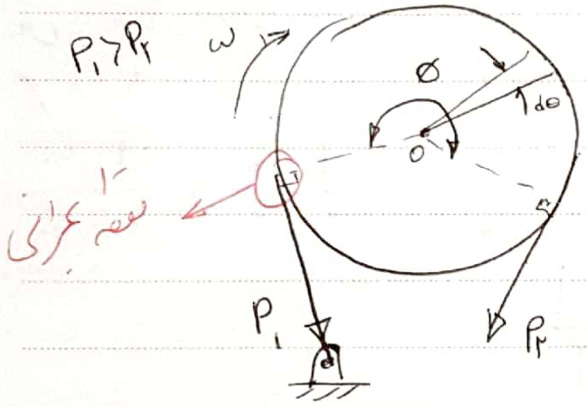
هیچ وقت خود قفل شدن اتفاق نمیفته ← خوبه ولی اصطکاک داره با نیروی ما مخالفت میکنه و ما باید نیروی بیشتری برای ترمز اعمال کنیم.

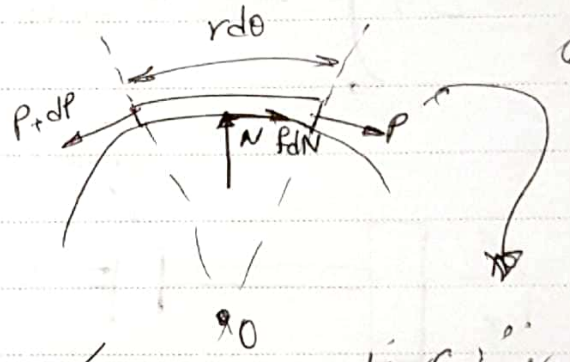
Subject
Date

ترمزهای نواری و ... بیل های مکانیکی

به علت اصطکاک و چرخش درام، نیروی P₂ کمتر از نیروی P_1 است.

$$\frac{P_1}{P_2} = e^{f\phi} \quad (1) \qquad , \qquad T = (P_1 - P_2)\frac{D}{2} \quad (2)$$





$$(1),(2) \rightarrow T = P_1(1-e^{-f\phi})\frac{D}{2}$$

ظرفیت فشار و ترمزی

تنش فشاری در نوار:

$$\text{تنش فشاری} \quad \sigma = \frac{P}{br} = \frac{2P}{bD}$$

b: عرض درام

* تنش فشاری در نوار متناسب با کشش نوار است.

$$\text{بیشترین تنش فشاری} \quad \sigma_a = \frac{P_1}{br}$$

معمولاً σ_a را می‌بینیم → P_1 در می‌آید → T ✓

Subject

Date

lbf.in → Btu ($\div 9336$)

انرژی اتلافی و افزایش دما در حین کلاچ یا ترمزگیری :

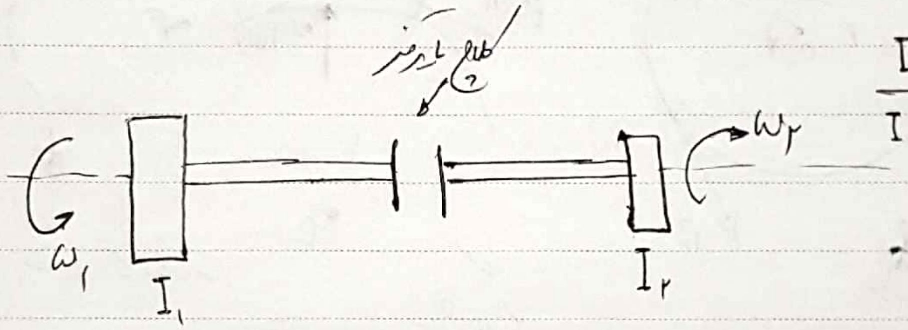
انرژی اتلافی در حین کلاچ یا ترمزگیری :

N.m , lbf.in (واحد)

$$E = \int_0^{t_1} u\,dt = \frac{I_1 I_2 (\omega_1 - \omega_2)^2}{2(I_1 + I_2)}$$

$$\frac{I_1 I_2}{I_1 + I_2} = \frac{T\, t_1}{\omega_1 - \omega_2}$$

T: گشتاور ترمزگیری ، t_1: مدت زمان



* افزایش دما در هر بار کلاچ گیری یا ترمزگیری :

$$\Delta T = \frac{E}{c_p m}$$

ΔT: دما (°C) ، c_p: ظرفیت گرمایی ویژه (J/kg) ، m: جرم کلاچ یا ترمز (kg)

محیط

برای فولاد و چدن ها : $c_p = 500\ J/kg^\circ C$

$$\frac{T - T_\infty}{T_1 - T_\infty} = \exp\left(-\frac{h_{CR} A}{m c_p} t\right)$$

T: دما برحسب زمان (°C)

h_{CR}: ضریب کلی انتقال حرارت

A: سطح مقطع جانبی (بیرونی) (m^2)

T_1: دمای اولیه (°C)

T_∞: دمای محیط (°C)

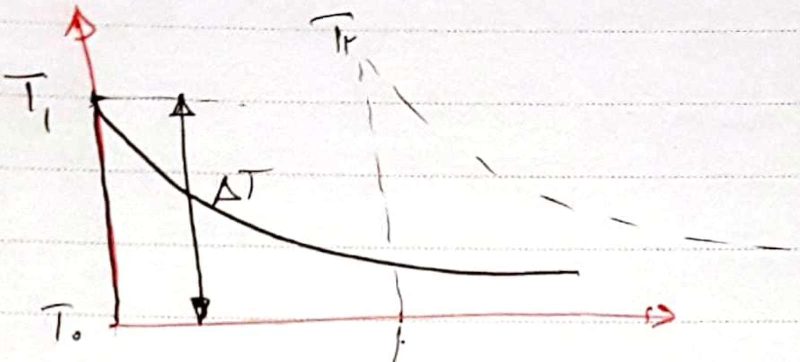
m: جرم (lbm)

c_p: ظرفیت گرمایی ویژه ($J/kg^\circ C$)

PAPCO

Subject

Date



دقت کن باید دمای مرکز بگیری

مسئله داده دمای میانگین بعد تو هم مرکز رو ملاک بگیری

میشه دیگه!!